

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

**Analýza vlivu úprav pístového spalovacího motoru  
na jeho charakteristiky**

Analysis of modification effects of a combustion engine  
to its characteristics

Student:

Bc. Martin Šimek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Pavel Dresler

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Šimek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie  
Specializace: 20 Silniční doprava  
Téma: Analýza vlivu úprav pístového spalovacího motoru na jeho  
charakteristiky  
Analysis of Modification Effects of a Combustion Engine to Its  
Characteristics

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teorie pístového spalovacího motoru
3. Matematické modelování pístových spalovacích motorů
4. Metodika tvorby a kalibrace simulačního modelu motoru
5. Citlivostní analýza vlivu úprav motoru na jeho charakteristiky
6. Vyhodnocení výsledků a doporučení
7. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

MACEK, Jan.: Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické Praha, 2012, 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.  
PÍŠTĚK, Václav, Josef ŠTĚTINA: Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s., Učební texty vysokých škol., ISBN 80-214-0368-3.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Dresler**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19.5.2014

.....  
Jim

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby.

V Ostravě:.....

19.5.2014

Podpis:.....



Jméno a příjmení autora práce: Bc. Martin Šimek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

V Humnech 1415

68604 Kunovice

## **Poděkování**

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Pavlu Dreslerovi za obětavý a vstřícný přístup, odborné a velmi cenné rady a poskytnutí množství podkladových a potřebných materiálů.

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

ŠIMEK, M. *Analýza vlivu úprav pístového spalovacího motoru na jeho charakteristiky: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 100 s. Vedoucí práce: Dresler, P.

Diplomová práce se zabývá tvorbou 1-D simulačního modelu spalovacího motoru historického závodního automobilu a následnou analýzou vlivu úprav motoru na jeho charakteristiky. První část práce se zabývá teorií pístového spalovacího motoru a popisu skutečného spalovacího motoru, jež je předlohou při tvorbě simulačního modelu. Dále je zde uvedena část zabývající se matematickým modelováním pístových spalovacích motorů. V další části diplomové práce je uveden popis tvorby modelovaného spalovacího motoru včetně definice a nastavení jeho jednotlivých částí. Výstupem diplomové práce je vyhodnocení jednotlivých simulačních výsledků a návrh úprav na spalovacím motoru historického závodního automobilu.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

ŠIMEK, M. *Analysis of modification effects of a combustion engine to its characteristic: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2014, 100 p. Thesis head: Dresler, P.

This thesis deals with the formation of 1-D simulation model of an internal combustion engine of the historic racing car and subsequent analysis of modification effects to its characteristic. The first part deals with the theory of piston internal combustion engine and a description of the actual combustion engine, which is a model of the creation of a simulation model. Then there is indicated part dealing with the mathematical modeling of piston internal combustion engines. The next part of the thesis describes the creation of the modeled combustion engine, including the definition and settings of individual parts. The outcome of the thesis is to evaluate various simulation results and propose modifications to the internal combustion engine of historic racing car.

# Obsah:

Seznam zkratek .....	9
1 Úvod.....	10
2 Teorie pístového spalovacího motoru .....	11
2.1 Dělení spalovacích motorů .....	11
2.2 Princip funkce čtyřdobého zážehového spalovacího motoru .....	12
2.2.1 Charakteristiky pístových spalovacích motorů .....	14
2.2.2 Otáčkové charakteristiky .....	15
2.3 Rozbor výkonu spalovacího motoru .....	19
2.3.1 Rozbor vzorce pro měrný výkon motoru .....	20
2.4 Termochemie .....	21
2.5 Tepelná a mechanická účinnost .....	25
2.5.1 Tepelná účinnost motoru .....	25
2.5.2 Mechanická účinnost motoru .....	29
2.6 Vliv dopravní účinnosti na výkon spalovacího motoru .....	31
2.6.1 Proudění vzduchu ventilem .....	33
2.6.2 Tvar potrubí před a za ventilem .....	36
2.7 Konstrukční části pístových spalovacích motorů .....	38
2.7.1 Pevné, nepohyblivé části .....	38
2.7.2 Pohyblivé části .....	44
2.8 Popis modelovaného motoru .....	51
3 Matematické modelování pístových spalovacích motorů .....	53
3.1 Zákon zachování hmoty, hybnosti a energie .....	54
3.2 Termodynamický model reálného oběhu PSM .....	59
3.3 Termodynamický model průběhu hoření .....	61
3.4 Termodynamický model přestupu tepla ve válci .....	63
4 Metodika tvorby a kalibrace simulačního modelu motoru .....	65
4.1 Teorie tvorby modelu motoru .....	65

4.1.1	Nastavení základních parametrů motoru .....	67
4.1.2	Termodynamický model hoření a jeho aplikace .....	69
4.2	Tvorba modelu motoru Škoda Favorit .....	70
4.2.1	Tvorba a definice válce a hlavy válce .....	70
4.2.2	Tvorba a definice sání a výfuku .....	71
4.2.3	Definování a tvorba karburátoru .....	73
4.2.4	Definování hlavních parametrů motoru .....	75
4.2.5	Tvorba a definice tlumiče výfuku .....	79
4.3	Simulace a její interpretace .....	81
4.4	Kalibrace modelu .....	82
5	Citlivostní analýza vlivu úprav motoru na jeho charakteristiky .....	85
5.1	Změna geometrie sacího traktu .....	85
5.1.1	Změna průměru sacího potrubí .....	85
5.1.2	Změna průměru sacího kanálu v hlavě válců .....	87
5.1.3	Změna délky sacího potrubí .....	88
5.2	Změna geometrie výfukového traktu .....	89
5.2.1	Změna geometrie výfukového kanálu a potrubí prvního dílu svodů .....	89
5.2.2	Změna průměru potrubí druhého dílu výfukových svodů .....	92
5.2.3	Změna průměru hlavního výfukového potrubí .....	93
6	Vyhodnocení výsledků a doporučení .....	94
7	Závěr .....	97
8	Použitá literatura .....	99
9	Seznam příloh .....	100



## Seznam zkratek

DÚ (Dolní úvrat') – dolní úvrat' pístu spalovacího motoru

HÚ (Horní úvrat') – horní úvrat' pístu spalovacího motoru

SV (Side valve) – ventilový rozvod s ventilem umístěným na boku válce motoru

OHV (Over head valve) – ventilový rozvod s ventily umístěnými v hlavě válce

OHC (Over head camshaft) – ventilový rozvod s vačkovou hřídelí v hlavě válce

DOHC (Double OHC) – ventilový hřídel s dvěma vačkovými hřídelemi

HCCI (Homogeneous charge compression ignitron) – vznětový motor s homogenním naplněním spalovacího prostoru

CFD (Computational fluid dynamics) – výpočetní metoda proudění kapalin a plynů

## 1 Úvod

Obsahem diplomové práce je vytvoření simulačního modelu zážehového pístového spalovacího motoru historického závodního automobilu a následná analýza vlivu úprav motoru na jeho charakteristiky. Základ dnešního motoru položil Nicolaus Otto v roce 1876 na výstavě v Paříži, když představil čtyřtákní atmosférický motor. Od té doby spalovací motor s vnitřním spalováním prošel dlouhým vývojem. Vzhledem k neustálému vývoji nových technologií, zpřísnění požadavků na spolehlivost a na ochranu životního prostředí již není efektivní používat analytické výpočty pro jejich složitost a zdoluhavost. Proto se dnes přistupuje k využívání výpočetních a simulačních softwarů, které jsou nejenom přesné, ale i velmi efektivní. Díky tomu je možné zachovat neustálý vývoj nových technologií a také rychle reagovat na neustále se zpříšňující požadavky na plnění emisních norem.

Stručný přehled vývoje spalovacích motorů:

1860 - Étienne Lenoir -	první motor s vnitřním spalováním
1867 - Nikolaus Otto -	atmosférický plynový motor
1876 - Nikolaus Otto -	čtyřtákní atmosférický motor
1883 - Gottlieb Daimler -	čtyřtákní motor, který jako palivo používal benzín
1897 - Rudolf Diesel -	první vznětový motor
1926 - Robert Goddard -	první raketový motor využívající kapalné palivo
1930 - Frank Whittle -	první patentovaný proudový motor
1956 - Felix Wankel -	první motor s rotačním pohybem pístu

V dnešní době jsou nejrozšířenějšími spalovacími motory používanými v automobilech motory se zdvihovými písty. Dnešním trendem ve vývoji spalovacích motorů je tzv. downsizing, což znamená zmenšení zdvihového objemu motoru při zachování, případně zvýšení výkonu motoru. Toho je dosaženo přímým vstřikováním paliva a především přeplňováním. Výsledkem je menší spotřeba paliva a nižší produkované emise. Dalším trendem je použití vznětových motorů s homogenním naplněním spalovacího prostoru, tzv. HCCI motory.

## 2 Teorie pístového spalovacího motoru

### 2.1 Dělení spalovacích motorů

Spalovací motor je mechanický tepelný stroj, který spalováním paliva přeměňuje jeho chemickou energii na mechanickou. Ta je obvykle odebírána na výstupní hřídeli. Při spalování paliva dochází také k uvolnění tepelné energie, která zapříčiňuje nárůst teploty a tlaku plynů uvnitř spalovacího prostoru. Expandující plyny způsobují vysoký tlak, který působí na mechanické části motoru. Expanze plynů je dále převedena pomocí mechanických vazeb na práci motoru.

Základní dělení spalovacích motorů:

- *Motory s vnitřním spalováním* – spalování paliva probíhá přímo v pracovním prostoru motoru, pracovní látkou je tedy produkt spalování (expandující plyny).
- *Motory s vnějším spalováním* – spalování paliva probíhá mimo pracovní prostor motoru, chemická energie je využita pro ohřev pracovní látky, která následně koná práci (pracovní látkou je tedy pára, vzduch popř. jiné plyny).

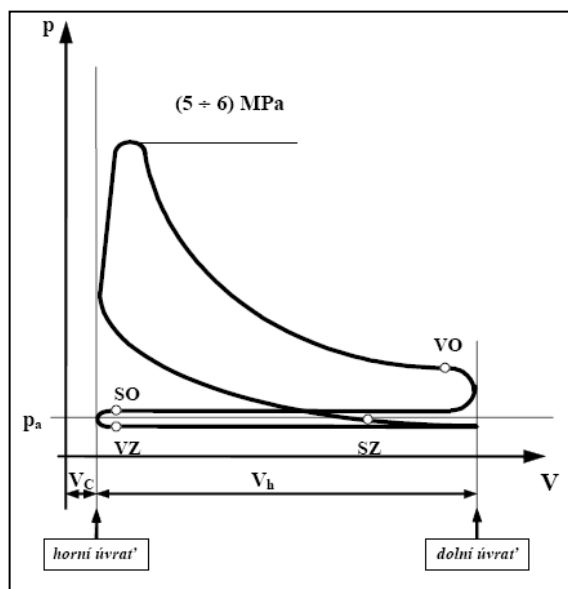
Jelikož spalovací motory prošly dlouhým vývojem, došlo ke vzniku spousty řešení, ať už velmi rozličných nebo velmi podobných. Vzhledem k značným rozlišnostem byla potřeba spalovací motory dále rozčlenit dle dílčích parametrů a vlastností. [9], [13]

Spalovací motory lze dále dělit podle mnoha parametrů, proto zde uvádím pouze základní rozdělení. Podrobnější rozdělení lze nalézt v odborné literatuře.

- Druh paliva
- Způsob tvorby směsi paliva
- Způsob výměny náplně válců
- Způsob zapalování směsi
- Konstrukční provedení

## 2.2 Princip funkce čtyřdobého zážehového spalovacího motoru

Pracovní oběh čtyřdobého zážehového spalovacího motoru se skládá ze čtyř základních pracovních dob, které lze přehledně znázornit indikátorovým diagramem (obr. 2.1). [13]



Obr. č. 2.1 Indikátorový diagram  
čtyřdobého zážehového motoru [13]

otevřen v době, kdy se ve válci motoru objeví podtlak. Obvykle otevírání sacího ventilu začíná  $15^\circ$  až  $50^\circ$  pootočení klikové hřídele před HÚ.

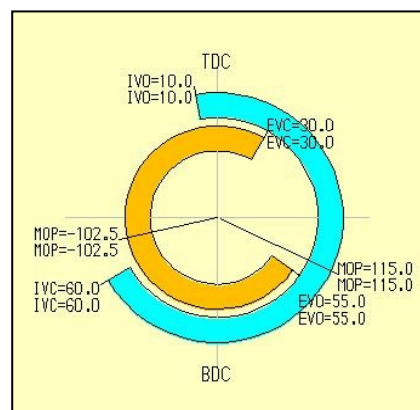
Bod SZ (sací ventil zavřen) znázorňuje okamžik úplného zavření sacího potrubí. Ten nastává až za dolní úvratí (DÚ) pístu z toho důvodu, že je zde snaha o využití kinetické energie směsi proudící sacím kanálem a potrubím pro maximální naplnění válce motoru. Uzavření sacího ventilu u motorů běžných osobních automobilů nastává při  $30^\circ$  až  $70^\circ$  pootočení klikové hřídele po DÚ.

*Kompresce* – při pohybu pístu od DÚ směrem k HÚ dochází ke stlačení čerstvé směsi. V průběhu fáze sání a především při kompresi dochází k odpařování kapiček paliva a k následnému mísení odpařených palivových par a vzduchu. V pracovním prostoru válce je na konci kompresního zdvihu vytvořena homogenní směs.

*Hoření* – vzniklá směs palivových par se vzduchem je následně zapálena elektrickou jiskrou. Čelo plamene se po zapálení směsi šíří rychlostí  $30 - 50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Pro dosažení co nejvyšší tepelné účinnosti oběhu je žádoucí, aby převážná část paliva shořela co nejbližší HÚ. Minimální tepelné ztráty jsou určeny velikostí povrchu spalovacího prostoru. Z toho důvodu se směs zapaluje s předstihem před HÚ. Samotný proces hoření s intenzivním uvolňováním tepla se odehrává v intervalu  $10^\circ$  až  $15^\circ$  před HÚ a  $15^\circ$  až  $20^\circ$  pootočení klikové hřídele za HÚ. Proces hoření je doprovázen velkým nárůstem teploty a tlaku. Průběh změny tlaku je možno vidět na indikátorovém diagramu. U zážehových motorů maximální spalovací tlaky dosahují hodnot  $5 - 8 \text{ MPa}$ .

*Expanze* – probíhá při pracovním zdvihu pístu od HÚ k DÚ. Současně se zdvihem dochází k dohořívání zbytků paliva ve válci. Dohořívání paliva končí mezi  $30^\circ$  až  $40^\circ$  pootočení klikové hřídele za HÚ. Jak je možno vidět na indikátorovém diagramu, tlak ve válci postupně klesá se zvětšujícím se objemem pracovního prostoru nad pístem.

*Výfuk* – v této fázi pracovního oběhu dochází k odvedení spalín z pracovního prostoru válce motoru. Otevření výfukového ventilu (VO) nastává  $30^\circ$  až  $70^\circ$  pootočení klikové hřídele před DÚ, kdy tlak ve válci je výrazně vyšší než tlak ve výfukovém potrubí (přetlak cca  $0,4 \text{ MPa}$ ) a spaliny tak unikají z válce se značnou rychlostí. Zbylé spaliny jsou z prostoru válce vytlačeny pístem pohybujícím se po dosažení DÚ směrem k HÚ. Opodstatnění otevření výfukového ventilu před DÚ bylo dokázáno při zkouškách v praxi. Kladná práce ztracená otevřením výfukového ventilu před dolní úvratí je menší než následný nárůst práce nutný k vytlačení spalín z válce motoru pístem při otevření výfukového ventilu v dolní úvratí. Uzavření výfukového ventilu (VZ) nastává  $15^\circ$  až  $50^\circ$  pootočení klikové hřídele po HÚ. Jako hlavní důvod lze uvést snahu o využití sacího účinku spalín, které proudí ve výfukovém potrubí. Dochází tak k využití kinetické energie sloupce proudících spalín a tím i k lepšímu výplachu spalovacího prostoru válce motoru.



Obr. č. 2.2 Zdvihový diagram

[autor]

Na indikátorovém diagramu (obr. č. 2.2) je také možno vidět tzv. překrytí ventilů, kdy je současně otevřen sací a výfukový ventil. Možnost překrytí je omezena nebezpečím průniku části čerstvé směsi do výfukového potrubí. [13]

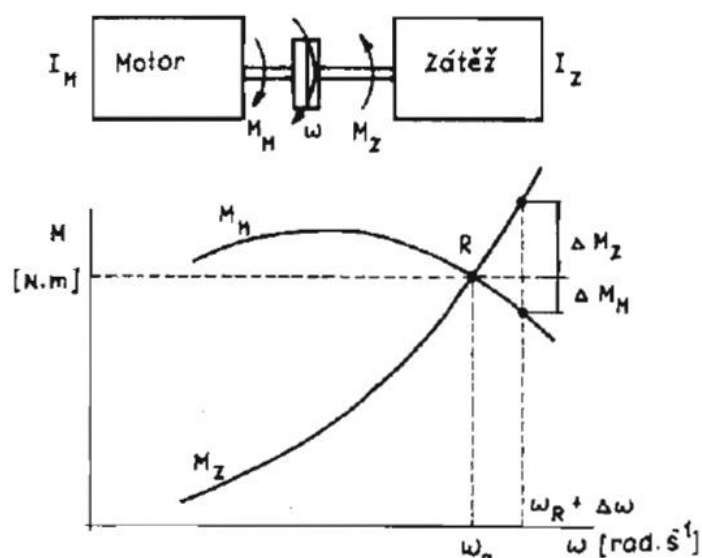
### 2.2.1 Charakteristiky pístových spalovacích motorů

Vlastnosti motoru lze charakterizovat vhodnými závislostmi. Na obr. č. 2.3 je zjednodušené schéma soustavy motoru (působí momentem  $M_M$ ) a zátěže (moment  $M_Z$ ). V soustavě o momentu setrvačnosti  $I_M + I_Z$  platí pohybová rovnice (úhlová rychlost  $\omega_M = \omega_Z = \omega$ ). [9]

$$(I_M + I_Z) \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_M - M_Z \quad (2.1)$$

Kde:  $I_M$ ...moment setrvačnosti motoru [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]  
 $I_Z$ ... moment setrvačnosti zátěže [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]  
 $M_M$ ...moment motoru [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]  
 $M_Z$ ...moment zátěže [ $\text{N} \cdot \text{m}$ ]  
 $t$ ...čas [s]  
 $\omega$ ...úhlová rychlost [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Ustáleného stavu je dosaženo při rovnosti momentů, kdy se úhlová rychlost, ani otáčky, nemění. Soustava je stabilní tehdy, pokud se po náhodné změně otáček obnoví ustálený stav  $R$  bez vnějšího zásahu.



Obr. č. 2.3 Spolupráce motoru a zátěže v rychlostní charakteristice [9]

Vzájemné závislosti vybraných provozních veličin v soustavě pravoúhlých souřadnic nazýváme charakteristikou pístového spalovacího motoru.

Charakteristiky rozdělujeme podle volby nezávislé proměnné na: [13]

- Otáčkové charakteristiky – nezávislou proměnnou jsou otáčky klikové hřídele motoru  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Zatěžovací charakteristiky – nezávislou proměnnou zde může být točivý moment  $M_k$  [Nm], střední efektivní tlak  $p_e$  [MPa] nebo užitečný výkon  $P_e$  [kW]
- Seřizovací charakteristiky – nezávislou proměnnou zde může být úhel předstihu zážehu  $\alpha$  [ $^\circ$ ] nebo otevírací tlak trysky  $p$  [MPa] a další

Další samostatnou skupinu tvoří celkové (úplné, univerzální) charakteristiky.

Diagram, který obsahuje více charakteristik jednoho druhu ve stejných souřadnicích, nazýváme soustavou charakteristik. Ty rozlišujeme na: [13]

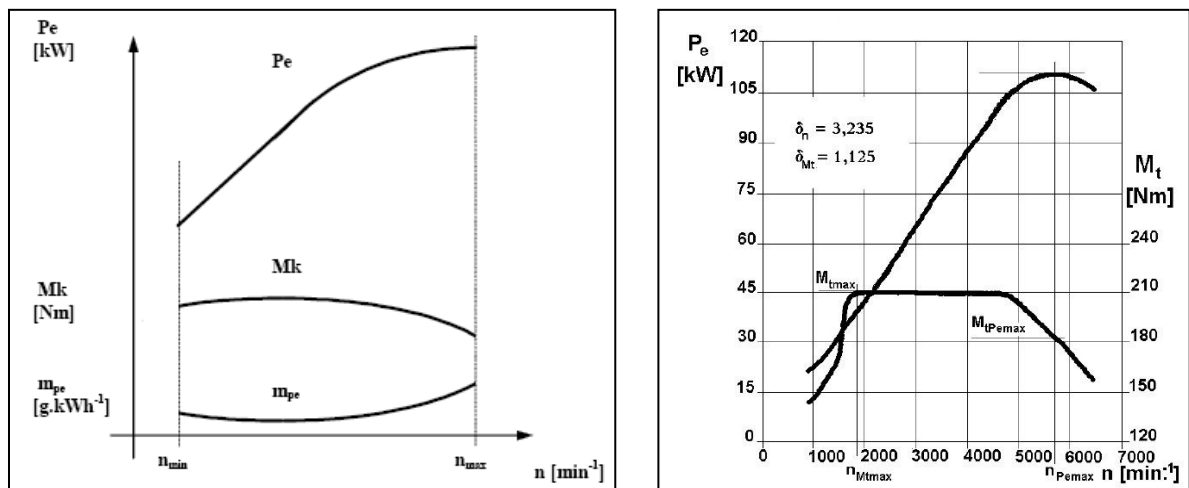
- Soustavu otáčkových charakteristik
- Soustavu zatěžovacích charakteristik

### 2.2.2 Otáčkové charakteristiky

Graficky znázorňují závislost užitečného výkonu  $P_e$  [kW], točivého momentu  $M_k$  [Nm], hodinové spotřeby paliva  $G_p$  [ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ], měrné spotřeby paliva  $m_{pe}$  [ $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$ ] a dalších parametrů na otáčkách klikové hřídele  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] při konstantní poloze ovládacího prvku řízení paliva do motoru. [13]

### Vnější otáčková charakteristika zážehového motoru

Měřena při plném otevření škrticí klapky karburátoru nebo vzduchové přívěry u motorů se vstřikováním paliva. Na obr. č. 2.4 vlevo jsou vykresleny tři charakteristiky, užitečný výkon  $P_e$  [kW], točivý moment  $M_k$  [Nm] a měrná efektivní spotřeba paliva  $m_{pe}$  [g·kWh<sup>-1</sup>]. Charakteristiky jsou zleva ohraničeny bodem  $n_{min}$ , který vyjadřuje minimální otáčky motoru, při kterých je možno motor dlouhodobě provozovat při plném zatížení a bodem  $n_{max}$ , který vyjadřuje otáčky, jenž nesmí být v provozu překročeny. [13]



Obr. č. 2.4 Vnější otáčková charakteristika zážehového motoru (vlevo) [13]

Vnější otáčková charakteristika motoru Audi 1,8 20V turbo (vpravo) [5]

Pružnost zážehového spalovacího motoru je dána průběhem točivého momentu  $M_t$  a efektivního výkonu  $P_e$  ve vnější otáčkové charakteristice. Na obr. č. 2.4 vpravo je znázorněna charakteristika zážehového motoru Audi A3 – 1,8 20V turbo. [5]

Je žádoucí, aby pružnost motoru (jak otáčková, tak i momentová) byla co největší z důvodu co možná maximální schopnosti akceleraace. V dnešní době je u zážehových motorů požadavek konstantní momentové pružnosti od co nejnižších otáček a v co možná jejich největším rozsahu. [5]

Celková pružnost  $e_c$  je tedy dána pružností momentovou  $e_M$  a otáčkovou  $e_n$ .



Momentová pružnost se vypočte jako podíl maximálního točivého momentu a točivého momentu při maximálním výkonu. [5]

$$e_M = \frac{M_{t, \max}}{M_{t, P_{e \max}}} \quad [-] \quad (2.2)$$

Otáčková pružnost se vypočte jako podíl otáček při maximálním výkonu a otáček při maximálním točivém momentu. [5]

$$e_n = \frac{n_{P_{e \max}}}{n_{M_{t \max}}} \quad [-] \quad (2.3)$$

Celková pružnost se následně vypočte následovně: [5]

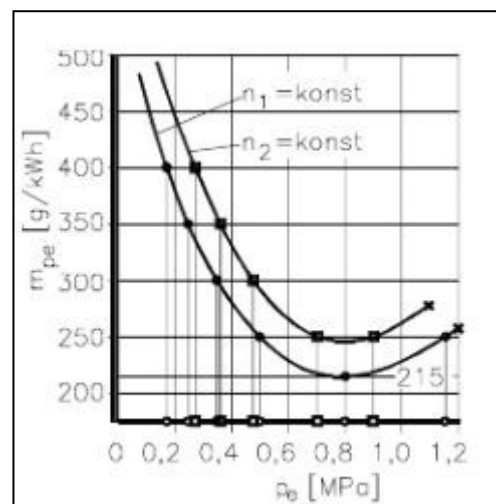
$$e_C = e_M \cdot e_n \quad [-] \quad (2.4)$$

### Zatěžovací charakteristiky

Je to znázornění závislosti vybraných parametrů motoru na jeho zatížení při konstantních otáčkách klikové hřídele. Zatížení motoru charakterizuje střední efektivní tlak  $p_e$  [MPa], točivý moment  $M_k$  [Nm] nebo užitečný výkon motoru  $P_e$  [kW]. Sledované parametry jsou měrná efektivní spotřeba paliva  $m_{pe}$  [g·kW<sup>-1</sup>], teplota výfukových plynů  $t_v$  [4] a další. [13]

Zjišťují se měřeními spalovacího motoru na zkušebním stavu při udržování konstantních otáček jako parametru. Během toho se mění zátěžový moment z minimální na maximální hodnotu pomocí změny polohy pedálu akcelérátoru. Tím se reguluje výkon motoru.

Zatěžovací charakteristiky jsou vhodné při posuzování stacionárních motorů, ale slouží také jako podklad pro konstrukci úplných charakteristik motorů. Dále se využívají při vyhodnocování ztrátového momentu motoru. [2]



Obr. č. 2.5 Zatěžovací charakteristika pro měrnou spotřebu paliva  $m_{pe}$  [2]

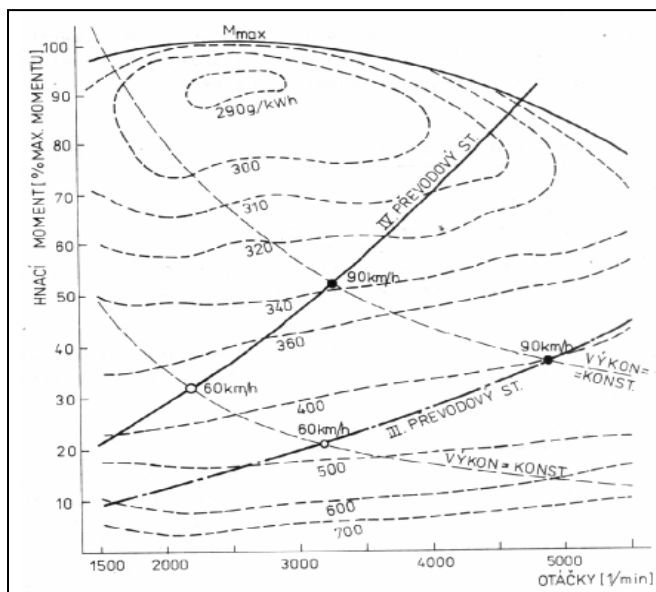
### Celkové (úplné) charakteristiky

Celkové charakteristiky vynášíme v pravoúhlé souřadné soustavě. Na vodorovnou osu nanášíme otáčky klikové hřídele motoru  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ], na svislou osu zatížení, které může být určeno točivým momentem  $M_k$  [ $\text{Nm}$ ] nebo středním efektivním tlakem  $p_e$  [ $\text{MPa}$ ]. Úplnou charakteristiku nezjišťujeme přímým měřením, nýbrž se vynáší na základě měření vnější otáčkové charakteristiky a také na soustavě zatěžovací charakteristiky.

Vždy se vynáší měrná efektivní spotřeba paliva  $m_{pe}$  [ $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ]. Mezi obvykle vynášené veličiny patří užitečný výkon motoru  $P_e$  [ $\text{kW}$ ] a teplota výfukových plynů  $t_v$  [4].

Z úplné charakteristiky lze stanovit takový pracovní režim motoru, který má pro požadovaný výkon nejmenší měrnou efektivní spotřebu paliva  $m_{pe}$  [ $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ]. Tím lze docílit ekonomičtějšího provozu. [13]

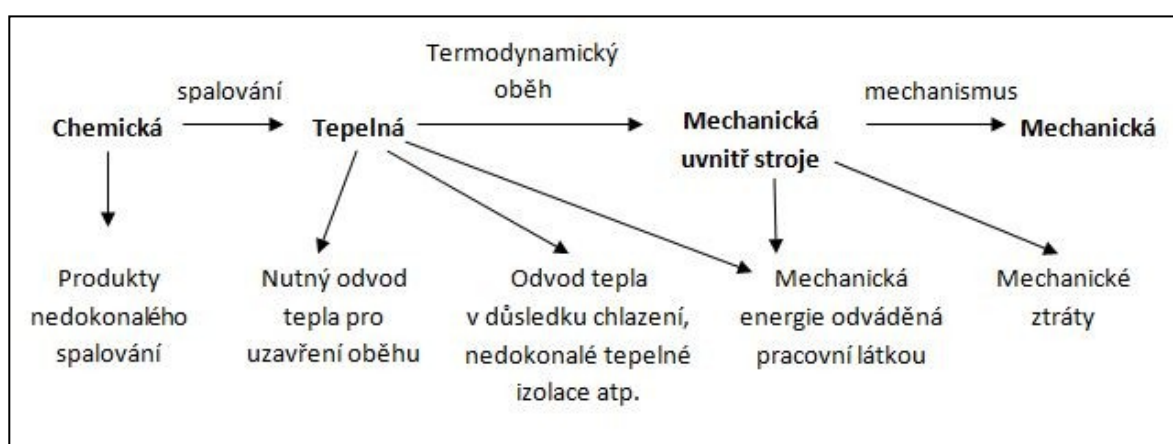
Na obr. č. 2.6 je úplná charakteristika zážehového motoru a do ní jsou zakresleny dva pracovní režimy automobilového motoru. Konkrétně pro rychlosti vozidla 60 a 90 km/h a třetí a čtvrtý rychlostní stupeň. Je tedy patrné, že při rychlosti 60 km/h a při stejném výkonu  $P_e = \text{konst.}$  je měrná efektivní spotřeba nižší při zařazeném čtvrtém rychlostním stupni, než při zařazeném třetím rychlostním stupni. Stejná situace nastává i při rychlosti 90 km/h. Zde můžeme pozorovat, že při vyšším zatížení je pístový spalovací motor více hospodárný než při nižším zatížení. [13]



Obr. č. 2.6 Celková (úplná) charakteristika zážehového motoru [13]

## 2.3 Rozbor výkonu spalovacího motoru

Výkon motoru můžeme definovat jako závislost na množství energie uvolněné z paliva, které se v motoru přemění na mechanickou práci. Aby palivo shořelo, je potřeba vzduchu. Z toho důvodu u pístového spalovacího motoru s určitým objemem nezáleží pouze na výhřevnosti paliva, ale mnohem více na samotné výhřevnosti směsi paliva se vzduchem. K úplnému shoření paliva je nutné, aby vzduch obsahoval určité množství kyslíku - stechiometrická směs (viz. kap. 2.6). [10]



Obr. č. 2.7 Schéma transformace energie ve spalovacích motorech [9]

V bočních větvích jsou uvedeny ztrátové toky energie, které jsou dány: [9]

- 1) Nedokonalým průběhem chemických reakcí při spalování (většinou oxidace)
- 2) Nutným odvodem tepla ze stroje
- 3) Tepelné ztráty neúmyslným nebo úmyslným odvodem (chlazení) tepla ze stroje
- 4) Ztrátami ve formě nevyužité mechanické energie, která je odváděna s pracovní látkou (např. kinetická energie neuspořádaných pohybů turbulence)
- 5) Mechanickými ztrátami (např. třením) při přeměně uvnitř stroje vyvinuté mechanické energie na obecně využitelnou mechanickou práci vně stroje

### 2.3.1 Rozbor vzorce pro měrný výkon motoru

Výkon motoru můžeme vyjádřit následujícím vzorcem: [10]

$$P_e = \frac{V \cdot p_e \cdot n}{120} \quad [\text{kW}] \quad \text{pro motor čtyřdobý} \quad (2.5)$$

$$P_e = \frac{V \cdot p_e \cdot n}{60} \quad [\text{kW}] \quad \text{pro motor dvoudobý} \quad (2.6)$$

Kde:  $P_e$ ...efektivní výkon motoru [kW]

$V$ ...celkový objem motoru [dm<sup>3</sup>]

$p_e$ ...střední efektivní tlak [MPa]

$n$ ...otáčky motoru [min<sup>-1</sup>]

Pokud výkon motoru vztáhneme k objemu válce 1 dm<sup>3</sup>, lze vzorec zjednodušit: [10]

$$P_{e,1} = \frac{p_e \cdot n}{120} \quad [\text{kW}] \quad \text{pro motor čtyřdobý} \quad (2.7)$$

$$P_{e,1} = \frac{p_e \cdot n}{60} \quad [\text{kW}] \quad \text{pro motor dvoudobý} \quad (2.8)$$

Ze vzorce je tedy zřejmé, že měrný výkon motoru závisí především na středním efektivním tlaku a na otáčkách motoru.

Ve skutečnosti při shoření paliva ve válci vzniká vyšší výkon, označovaný jako  $P_i$  – indikovaný výkon. Ten je snížen o ztráty způsobené hořením, přestupem tepla ve válci a dopravní účinností. Při přenosu tohoto výkonu přes klikový mechanismus na setrvačnick dochází ke ztrátám. Část indikovaného výkonu je spotřebována na ztráty třením, pohon rozvodu, olejového a vodního čerpadla a ostatního příslušenství pro chod motoru. Ze setrvačnicku je tedy odebírán již efektivní výkon  $P_e$ , který je snížen o výše uvedené ztráty. Proto platí: [10]

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad [\text{kW}] \quad (2.9)$$

Indikovaný výkon lze zjistit z indikátorového diagramu, což je ovšem časově náročné. V praxi se využívá měření efektivního výkonu motoru na motorové brzdě. Mechanickou účinnost lze zjistit poháněním teplého motoru a změřením potřebného výkonu. Další metodou je vypínání válců. Změří se výkon motoru na brzdě a následně se znova změní výkon při vypnutí zapalování jednoho válce. Z druhého měření lze zjistit indikovaný výkon pracujících válců ( $i-1$ ) s mechanickými ztrátami celého motoru. Úbytek výkonu ve srovnání s prvním měření se rovná indikovanému výkonu jednoho válce a z toho lze následně vypočítat mechanickou účinnost. [10]

## 2.4 Termochemie

Tepelná energie pro spalovací motory se nejčastěji získává z uvolňování chemické energie vazeb složek paliva jejich chemickou přeměnou. Aby mohl proces proběhnout, je zapotřebí vlastní palivo a obvykle i další vhodná látka, která tvoří s prvky v palivu stabilní sloučeniny. Nejčastěji se jedná o kyslík ( $O_2$ ), vyskytující se ve vhodném oxysličovadle, nejčastěji v atmosférickém vzduchu. Pojem spalování se tak zužuje na oxidaci (probíhající prudce a za vývinu tepla). [9]

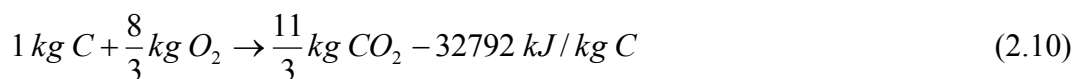
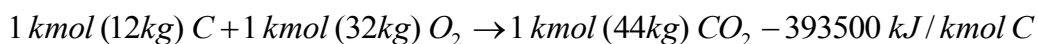
Dnes nejrozšířenějšími palivy jsou kapalná uhlovodíková paliva. Nejčastěji se získávají z ropy a to její klasickou frakční destilací i chemickým přetvořením suroviny. Podstatou uhlovodíkových paliv jsou sloučeniny uhlíku s vodíkem, kde uhlík je vždy jako čtyřmocný prvek, jehož valence jsou vázány vodíkem nebo jiným atomem uhlíku. Uhlovodíky rozlišujeme podle uspořádání řetězce atomů uhlíku. Můžeme tedy rozlišit uhlovodíky s řetězovou vazbou uhlíku v molekule a uhlovodíky s cyklickou (kruhovou) vazbou uhlíku. Oboje se dále dělí na několik dalších skupin. [9]

Chemické reakce mohou probíhat mezi složkami ve stejné fázi (např. plynné). O homogenní reakci se jedná v případě, kdy koncentrace látek v prostoru je konstantní. Reakce na rozhraní fází je heterogenní.

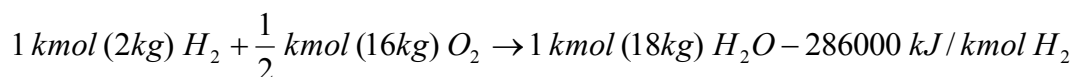
Určení spotřeby vzduchu pro spalování různých druhů paliv můžeme provést z jednoduchých sumárních chemických rovnic. Ty vyjadřují úplné okysličení spalitelných složek paliva. Stechiometrické rovnice úplného spálení (okysličení) uhlíku (C), vodíku ( $H_2$ ), síry (S) a oxidu uhelnatého (CO) vyjadřují chemické složení těchto látek s teoreticky potřebným množstvím kyslíku ( $O_2$ ). [9]

**Základní stechiometrické spalovací rovnice jsou:**

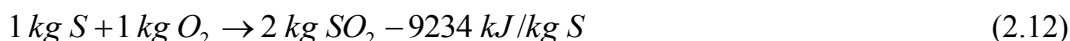
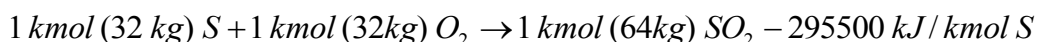
1) Pro uhlík [9]



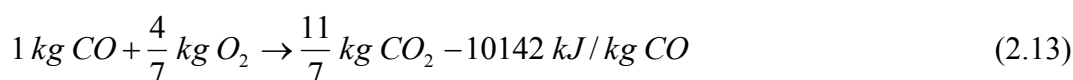
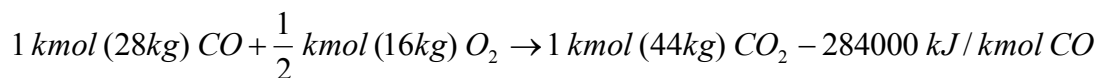
2) Pro vodík [9]



3) Pro síru [9]



4) Pro oxid uhelnatý [9]



Pokud má určité palivo hmotnostní procentuální podíly hlavních složek paliva, stanovené chemickým rozbořem  $c$  % uhlíku,  $h$  % vodíku,  $s$  % síry a  $o$  % kyslíku, takže

$\frac{1}{100} \cdot (c + h + s + o) = 1 \text{ kg}$ , pak je podle výše uvedených stechiometrických rovnic

hmotnostní stechiometrická spotřeba kyslíku  $O_t$  k úplnému spálení paliva

$$O_t = \frac{1}{100} \left( \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + s - o \right) [\text{kg O}_2 / \text{kg paliva}] \cdot [9] \quad (2.14)$$

Kyslík pro spalování je téměř vždy odebírán ze vzduchu, který je směsí plynů. Bez vodní páry obsahuje podle objemu 21 %  $\text{O}_2$ , podle hmotnosti pak 23,2 %  $\text{O}_2$ .

Vezmeme-li v úvahu, že  $O_t$  je stechiometrická spotřeba  $O_2$  v kg, pak je pro spálení 1 kg paliva potřeba stechiometrická hmotnost vzduchu. Ta se nazývá stechiometrický (ideální) hmotnostní směšovací poměr  $L_t$  a je vyjádřen vztahem [9]

$$L_t = \frac{O_t}{0,232} = 4,31 \cdot O_t = \frac{4,31}{100} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + s - o \right) [kg / kg \text{ paliva}] \quad (2.15)$$

Skutečné množství vzduchu, které je k dispozici pro spalování v motoru, se nejčastěji vyjadřuje součinitelem přebytku vzduchu. Ten přímo ukazuje odchylky směsi od teoreticky ideální stechiometrické směsi. [9]

$$\lambda = \frac{m_L}{L_t \cdot m_p} \quad [-] \quad (2.16)$$

Kde:  $m_L$ ...hmotnost vzduchu [kg]

$m_p$ ...hmotnost paliva [kg]

$L_t$ ...stechiometrický hmotnostní směšovací poměr [ $kg \cdot kg^{-1}$ ]

Stechometrická směs je tedy ideální poměr paliva a vzduchu, při kterém shoří všechno palivo. Pokud směs obsahuje více paliva, hovoříme o směsi bohaté. Naopak obsahuje-li směs více vzduchu, mluvíme o směsi chudé. Harry Ricardo zkouškami na motoru zjistil, že maximální tepelné účinnosti benzínový motor dosáhne při směsi ochuzené o 15%. Ovšem maximálního středního efektivního tlaku je dosaženo při směsi bohatší o 20%. Nejvyšší tepelné účinnosti je dosaženo při chudé směsi z důvodu, že při přebytku vzduchu dojde zaručeně ke spálení veškerého paliva. Výfukové plyny ještě obsahují nevyužitý kyslík. V případě bohaté směsi se naopak spotřebuje všechn kyslík z nasáté směsi. Jelikož se nikdy dokonale nepromísí palivo se vzduchem, je nutné do válce přivést přebytek paliva. Nevyužitě palivo následně odchází z válce ve výfukových plynech. Při vypaření přebytku paliva dojde ke spotřebě určitého množství tepla, čímž se sníží teplota náplně při sání. To má za následek zvýšení plnicí účinnosti motoru a tedy i zvýšení výkonu motoru. [10]

### **Detonace a oktanové číslo paliva**

Směs ve spalovacím prostoru prohořívá od svíčky přibližně v kulových plochách. Rychlost prohořívání závisí na teplotě a tlaku plynů. Se zvyšující se teplotou a tlakem narůstá i rychlost hoření. Po shoření první části v uzavřeném prostoru způsobí zvýšená teplota spálené směsi její rozpínání a zároveň stlačování dosud neshořelé směsi. Pokud dosáhne teplota a tlak dosud nespálené směsi kritické hodnoty, vznikne zbytek směsi okamžitě a shoří detonálně. Příznivé podmínky pro vznik ohnisek hoření jsou na horkém výfukovém ventilu, špatně chlazených hranách válce a hlavy nebo na usazené vrstvě karbonu.

Vznik detonací je závislý na poměru zvyšování teploty a tlaku náplně k času. Detonace nevzniknou při stejném zvyšování tlaku a teploty vzhledem k času při vysokých otáčkách. Sklon k detonacím je zvyšován faktory, které způsobují zvýšení teploty směsi, tj. vysoký kompresní poměr, vysoká teplota nasávaného vzduchu, nízké otáčky motoru a dlouhá dráha plamene. Samotný vznik detonací je velmi složitý a je závislý na tepelné explozi, řetězovém spalování a jiných vlivech.

Odolnost paliva proti detonacím se provádí na zkušebním jednoválcovém motoru s měnitelným kompresním poměrem. Při přesně předepsaných podmínkách teploty nasávaného vzduchu, teploty motoru, barometrického tlaku a otáčkách motoru se postupně za chodu motoru zvyšuje kompresní poměr do doby, kdy dojde k detonacím. Dále následuje zkouška za stejných podmínek s porovnávacím palivem, které je složeno z izooktanu a heptanu. Oktanové číslo paliva určuje objemové procento izooktanu ve směsi, která začne detonovat při stejných podmínkách. Paliva s oktanovým číslem vyšším než 100 se dříve hodnotily podle množství tetraethylu olova přidaného do izooktanu, v současné době jsou již příměsi na bázi olova zakázány. Dnes se jako antidetonátory používají např. organokovové sloučeniny manganu, aromatické aminy či halogenidy přechodných kovů. [10]



## 2.5 Tepelná a mechanická účinnost

### 2.5.1 Tepelná účinnost motoru

Při hoření paliva se uvolňuje teplo, avšak pouze část se využije pro efektivní výkon motoru. Část tepla se odvede z motoru chlazením a sáláním, část se odvede výfukovými plyny a část se přemění v užitečný výkon. Celková tepelná účinnost vyjadřuje, kolik tepla vzniklého při hoření paliva se přemění v užitečný výkon.

Celková tepelná účinnost se skládá z chemické tepelné účinnosti, tepelné účinnosti motoru a stupně plnosti diagramu. Tepelná účinnost motoru má vliv na tepelné ztráty motoru a ovlivňuje nejen spotřebu paliva, ale i rozměry chladicího systému. [10]

Tepelnou účinnost můžeme vyjádřit:

$$\eta_t = \frac{Q_p - Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} \quad [-] \quad (2.17)$$

Kde:  $Q_p$ ...teplo přivedené v palivu [J]

$Q_o$ ...teplo odvedené chlazením, sáláním, výfukem [J]

Kompresní poměr udává změnu objemu válce v rozmezí od dolní až po horní úvrať. Kompresní poměr lze vypočítat dle následujícího vzorce: [10]

$$\varepsilon = \frac{V_z - V_K}{V_K} \quad [-] \quad (2.18)$$

Kde:  $\varepsilon$ ...kompresní poměr

$V_z$ ...zdvihový objem válce [m<sup>3</sup>]

$V_K$ ...objem kompresního prostoru [m<sup>3</sup>]

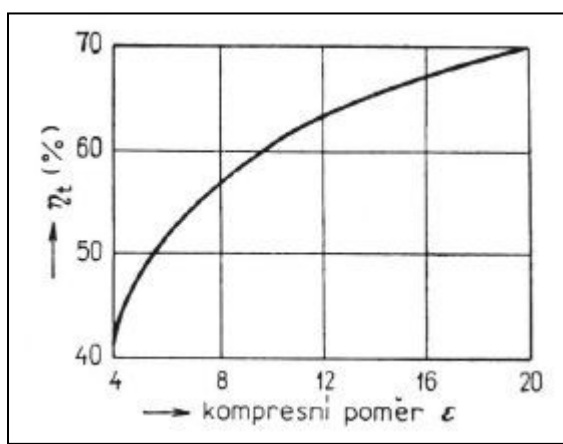
Vzorec pro tepelnou účinnost lze zjednodušit na předpokladu, že stupeň izobarického výfuku a stupeň izobarického spalování je roven jedné. [10]

$$\eta_t = 1 - \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^{k-1} \quad [-] \quad (2.19)$$

Kde:  $\eta_t$ ...tepelná účinnost

$\varepsilon$ ...kompresní poměr

$k$ ...poměr měrných tepel při konstantním tlaku a objemu



Obr. č. 2.8 Závislost tepelné účinnosti tepelného oběhu  $\eta_t$  na kompresním poměru  $\varepsilon$  [10]

Jedná se o ideální tepelný oběh, ale pro všeobecné úvahy lze tuto rovnici použít. Podle rovnice je tedy závislost tepelné účinnosti na kompresním poměru popsána křivkou na obr. č. 2.8. Ve skutečnosti je celková tepelná účinnost motoru nižší, ovšem závislost na kompresním poměru je platná. Jak můžeme vidět, tepelná účinnost při nízkém kompresním poměru se velmi výrazně zhoršuje,

ale zároveň přírůstek při vysokých kompresních poměrech již není značný. Nutno podotknout, že při vysokých kompresních poměrech se prudce zvyšuje tlak na píst, což způsobuje zvýšené tření pístu a ložisek a nepříznivě tak ovlivňuje mechanickou účinnost. Proto je již zvýšení efektivního výkonu malé. Velikost kompresního poměru u benzinových motorů se volí s ohledem na tepelnou účinnost motoru. Obecně se volí tak vysoký, dokud se neobjeví detonace. V současné době se obvykle kompresní poměr u zážehových motorů pohybuje v rozmezí 10 – 12:1. [10]

### **Tvar spalovacího prostoru**

Tvar spalovacího prostoru má podstatný vliv na tepelnou účinnost motoru. Tvar spalovacího prostoru se řídí určitými zásadami, které mají vliv na potlačení sklonu k detonacím. Aby byly tepelné ztráty stěnami malé a prohořivací dráhy krátké, má být spalovací prostor kompaktní a zapalovací svíčka umístěna blízko středu spalovacího prostoru. Umístění svíčky poblíž středu spalovacího prostoru nebývá zpravidla u dvouventilového provedení možné. Ovšem příznivé podmínky jsou u čtyřventilového provedení.

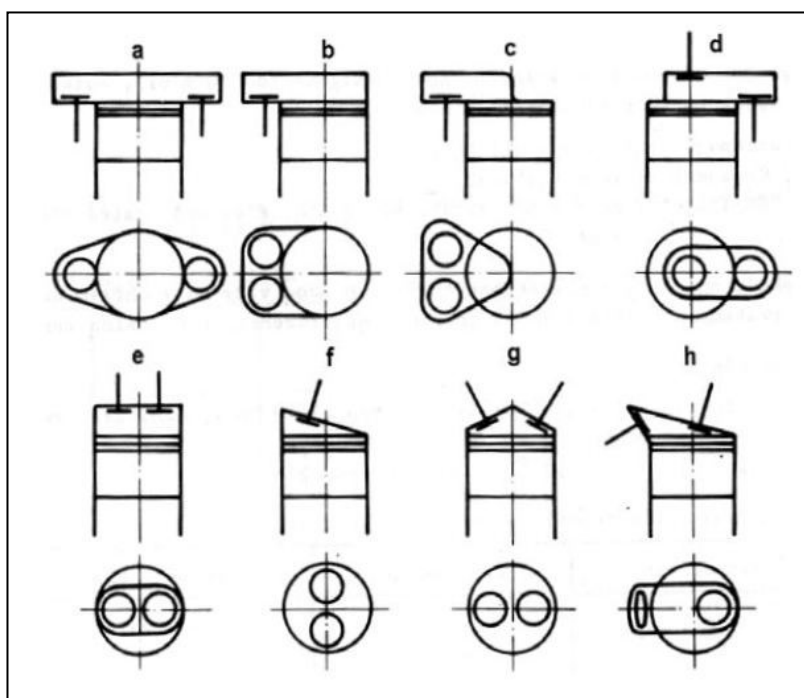
Dalším požadavkem je umístění zapalovací svíčky vzhledem k poloze ventilů. Je žádoucí, aby svíčka byla v okolí výfukového ventilu, tj. v teplém koutu spalovacího prostoru. Směs shoří nejprve v teplém koutě a poté jsou poslední zbytky neshořelé náplně zatlačovány do studeného koutu. A právě tam jsou příznivější podmínky pro potlačení detonací.

Je žádoucí, aby se největší část kompresního prostoru nacházela v okolí svíčky. Objem kompresního prostoru se má rychle zmenšovat se vzdáleností od zapalovací svíčky. K detonacím dochází až po určité dráze plamene. Proto je vhodné, aby za tuto dobu shořel co největší objem směsi ve spalovacím prostoru. Pokud následně dojde k detonačnímu hoření, bude mu vystaven pouze malý zbytek spalovacího prostoru. [10], [14]

Spalovací prostor se přizpůsobuje měkkému průběhu spalování a čistotě výfukových plynů, pokud se nejedná o závodní motor. Proto je výhodné použití rotačních prostorů ve dně pístu s mezikruhovou šterbinou na okraji pístu.

U závodních motorů se nejčastěji u dvouventilového provedení používá půlkulového spalovacího prostoru. Ten umožňuje použití ventilů velkého průměru. Ovšem díky tomuto uspořádání nebývá blízko osy válce místo pro zapalovací svíčku. Proto se musí umístit bokem, což má za následek značné prodloužení prohořivací dráhy. Vniklý problém je možno kompenzovat přidáním a vhodným umístěním další zapalovací svíčky.

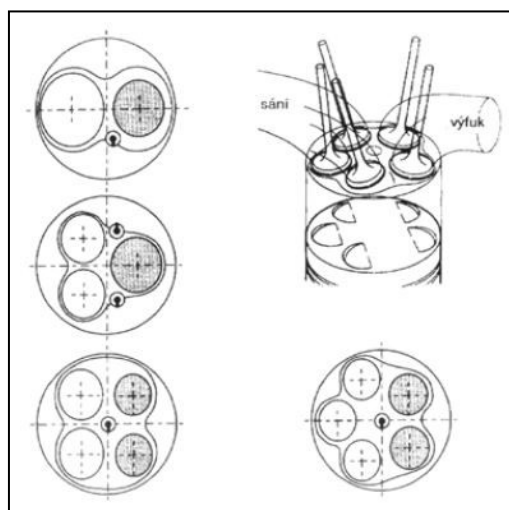
Jelikož u čtyřventilového provedení je tvar spalovacího prostoru střežovitý, je možné zapalovací svíčku umístit v ose válce. V tomto případě jsou prohořivací dráhy krátké.



Obr. č. 2.9 Základní tvary spalovacích  
prostorů [14]

Motory s vysokým výkonem s rozvody typu OHC a DOHC využívají polokulový nebo střešovitý spalovací prostor (uvedený na obr. č. 2.9 g). Díky tomuto tvaru je možno použít velký průměr ventilových talířků u dvouventilového provedení, případně většího počtu ventilů o menším průměru. [14], [13]

Celková tepelná účinnost je závislá na využití tepla z paliva. Proto zvýšení tepelné účinnosti je možné, pokud se podaří využít některou část odpadního tepla, tj. teplo odvedené chlazením nebo výfukovými plyny. Využití tepla z výfukových plynů lze dosáhnout jejich další expanzí v turbíně, což se využívá u motorů s přeplňováním pomocí turbodmychadla. Asi 30 % tepla přivedeného palivem odchází ve výfukových plynech. Proto je využití „odpadní“ energie velmi výhodné. [10]



Obr. č. 2.10 Uspořádání ventilů [14]

### 2.5.2 Mechanická účinnost motoru

Efektivní výkon motoru je znatelně ovlivněn mechanickou účinností. Především u závodního motoru pracujícího s vysokými otáčkami dosahují ztráty vysokých hodnot. Proto jsou s jejich prudkým vzestupem s otáčkami znatelně omezeny maximální použitelné otáčky. Samotná mechanická účinnost je dána především ztrátami třecími, ventilačními a pohonem příslušenství. [10]

Mechanické ztráty nastávají při přeměně vnitřní (indikované) práce, dané působením tlaku plynů na píst, v užitečnou (efektivní) práci na hřídeli motoru. Proto je užitečný výkon  $P_e$  menší než indikovaný  $P_i$ . Mechanická účinnost je definována vztahem: [9]

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - \sum P_z}{P_i} = 1 - \frac{\sum P_z}{P_i} \quad [-] \quad (2.20)$$

Člen  $\sum P_z$  vyjadřuje součet všech mechanických ztrát, které jsou vyjádřeny ztraceným výkonem. [9]

#### Třecí ztráty

Vnitřní třecí ztráty v motoru jsou závislé především na zatěžujících silách, součiniteli tření a velikosti třecích ploch. Také jsou značně závislé na poměru maximálního a středního efektivního tlaku. Čím je mezi nimi rozdíl menší, tím je lepší dosažitelná mechanická účinnost. Z toho vyplývá, že vysoký kompresní poměr (výhodný pro zlepšení tepelné účinnosti) vede ke zvětšení rozdílu maximálního a středního efektivního tlaku, tzn. dochází ke zhoršení mechanické účinnosti. Se zvětšujícím se kompresním poměrem roste i maximální tlak plynu ve válci. Tlak vniká pod těsnicí kroužek pístu a ten přitlačuje na stěnu válce, čímž vzniká velké tření, které zhoršuje mechanickou účinnost. Nejvíce zvýšené tření se projeví na prvním kroužku, pod kterým je tlak téměř stejný jako v kompresním prostoru. Vyšší tlak na dno pístu ho více přitlačuje ke stěně válce a zvyšuje tak tření. [10]

Tření pístu představuje největší ztrátu výkonu. Nárůst tření je způsoben špatnými podmínkami mazání pístu ve válci a také velkými zrychlujícími silami posuvných hmot, které se zvyšují s druhou mocninou otáček. Z toho plyne, že průběh třecích ztrát je závislý na otáčkách motoru. [10]

Zrychlující sílu lze rozložit na složku působící v ose ojnice a na složku kolmou ke stěně válce. Druhá jmenovaná složka přitlačuje píst ke stěně válce a způsobuje ztráty třením. Kolmá složka má větší rozměr při větším úhlu vychýlení ojnice, tzn. delší ojnice používané u starších konstrukcí a dlouhozdvihových motorů méně zatěžuje píst. Výhody krátké ojnice ovšem spočívají v nižší hmotnosti, vyšší tuhosti a nižší celkové stavby motoru. Kvůli použití krátkých ojnic byla nutná úprava pístů, současné písty proto mají krátký plášť, čímž došlo ke značnému snížení hmotnosti pohybujících se dílů. Další snižování bočních sil na píst je způsobeno moderní technologií povlakování pístů a válců. [10]

Další třetí ztráty jsou způsobeny třením v ložiskách. Proto je snaha toto tření snížit na minimum. Z toho důvodu se používá zejména valivých ložisek, pokud je to možné. Valivé uložení je vhodné i u kývavého pohybu, při kterém není možné v kluzném ložisku vytvořit dostatečný hydrodynamický film. [10]

Velikost mechanické účinnosti je závislá na druhu motoru, především na jeho rychloběžnosti, dokonalosti technologického provedení samotného motoru, viskozitě mazacího oleje a v neposlední řadě na provozním stavu motoru, zejména na teplotě motoru. Mechanická účinnost klesá s rostoucími otáčkami a rostoucími pracovními tlaky při stejném zatížení, ovšem roste se zatížením. Mechanická účinnost se při plném zatížení pohybuje mezi 70 až 95 %. Nižších hodnot dosahují velmi rychloběžné motory popř. motory s mechanickým pohonem plnicího dmychadla. Naopak větší hodnoty se vyskytují u motorů s menším počtem ložisek na válec (např. motory s válci do V), u pomaloběžnějších, s vysokým výkonem a také u motorů s přeplňováním výfukovým turbodmychadlem. [9]

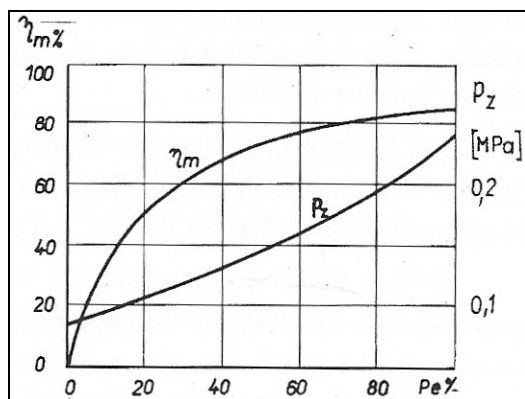
Při částečném zatížení motoru se mechanická účinnost zhoršuje s klesajícím výkonem. Závislost je dána vztahem: [9]

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_e + \sum p_z} \quad (2.21)$$

Kde  $p_e$ ...střední užitečný tlak na píst [MPa]

$\sum p_z$ ...střední tlak mechanických ztrát [MPa]

Střední tlak mechanických ztrát  $\sum p_z$  se při stálých otáčkách mění se zatížením pouze z části, z části je stálý. Závislost mechanické účinnosti na zatížení je zobrazena na obr. č. 2.11. [9]



Obr. č. 2.11 Závislost mechanické účinnosti na zatížení motoru  $p_e$  při stálých otáčkách a středním tlaku mechanických ztrát  $p_z$  [9]

Mechanická účinnost se v praxi určuje např. stanovením středního indikovaného tlaku  $p_i$  nebo se stanoví  $p_z$  popř. jeho jednotlivé složky nepřímým měřením. Tam patří: [9]

- Protáčení motorem s postupným odpínáním příslušenství
- Extrapolace absolutní spotřeby paliva v závislosti na zatížení na  $p_i = 0$
- Vyšetřování úhlového zpoždění doběhu motoru za známého momentu setrvačnosti

Nutno podotknout, že nepřímé metody mají mnohá úskalí, především u motorů přepřehovaných turbodmychadlem. [9]

## 2.6 Vliv dopravní účinnosti na výkon spalovacího motoru

Pokud chceme dosáhnout maximálního středního efektivního tlaku, je nutné při sacím zdvihu dopravit do válce co největší hmotností množství vzduchu. Jednou z nejdůležitějších podmínek pro dosažení velkého litrového výkonu je dobrá plnicí účinnost.

Plnění válců u motorů s atmosférickým nasáváním je možné posuzovat podle tlaku ve válci na konci sacího zdvihu. Tento tlak lze přibližně vyčíst z indikátorového diagramu. Abychom mohli posoudit hmotností náplň, potřebujeme znát i teplotu náplně na konci

sacího zdvihu. Ovšem ta je značně nerovnoměrná a dost obtížně se zjišťuje. Proto se velikost náplně nejčastěji určuje měřením množství nasátého vzduchu. [10]

Ztráty energie při proudění se projevují jako tlakové ztráty, z toho důvodu při výpočtu proudění vznikají tlakové úbytky. Ve výpočtech řešených objektů se geometrie rozdělují na vhodné úseky, které zahrnují vždy určitou změnu proudění vymezenou příslušným tlakovým úbytkem. Jednotlivé ztráty lze rozdělit na ztráty změnou proudění (rychlosti, směru) a třením v kanálech. [16]

### **Odpory a ztráty**

Díky viskozitě vznikají při proudění skutečných kapalin hydraulické odpory. Ty si můžeme představit jako síly, jež působí proti pohybu částic tekutiny. Celý mechanismus hydraulických odporů je velice složitý. Z toho důvodu se ve výpočtech uplatňuje řada empirických metod. Spíše se řeší jednodušší případy laminárního proudění.

Práce třecích sil (tečných napětí od viskozity) při proudění skutečných tekutin způsobuje rozptyl energie, což snižuje mechanickou energii proudící kapaliny. Rozptýlená energie se mění v teplo, což je nevratný děj. [16]

Při maximálních otáčkách vzrůstají velmi rychle hydraulické ztráty a tím pádem jsou hlavní příčinou toho, že dalším zvýšením otáček se již nezvýší efektivní výkon motoru. Nízké hydraulické ztráty při vysokých otáčkách motoru je možné zajistit vhodným časováním a dimenzováním ventilů. [10]

### **Místní odpory a ztráty**

Každé potrubí obsahuje kromě rovných úseků i různá kolena, armatury, měřicí zařízení atd. Může se však měnit i velikost a směr rychlosti proudění. To způsobuje víření, případně odtržení proudu kapaliny spojené s rozptylem energie. Energie proudící kapaliny se rozptyluje v místě potrubí, kde dochází ke změně vektoru rychlosti, proto je rozptyl nazván místními ztrátami. [16]



### 2.6.1 Proudění vzduchu ventilem

Když se utrhne proud vzduchu od hlavy válce a talíře ventilu, za hranami se vytvoří vířivá oblast, která neškrtí průtočný průřez. Tohle zúžení průřezu je vyjádřeno průtokovým součinitelem, který zahrnuje i ztráty třením a vířením. Utržení proudu vzduchu od hran lze zabránit zaoblením hran a vytvořením přechodových kuželů před a za hranou sedla. [10]

#### Průtokový součinitel

Průtokový součinitel patří mezi základní parametry sacího kanálu. Vyjadřuje tlakové ztráty proudícího media sacím kanálem. Je vyjádřen jako podíl skutečného průtočného množství a teoretického množství. U proudění (vzduchu) bývá označen  $C_f$  u kapalin  $C_d$ . [16]

$$C_f = \frac{\dot{m}_{real/vyp}}{\dot{m}_{teor}} = \frac{Q_{real/vyp}}{Q_{teor}} \quad (2.22)$$

Kde:  $\dot{m}_{real/vyp}$  ... skutečné průtočné množství vzduchu [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\dot{m}_{teor}$  ... teoretické průtočné množství vzduchu [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Existuje několik rovnic popisujících výpočet teoretického hmotnostního množství. Zde pro příklad vzorec vycházející ze St.Vénansovy rovnice. [16]

$$\dot{m}_{teor} = S_{ref} \cdot p_{in} \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.23)$$

Kde:  $S_{ref}$  – referenční plocha [ $\text{m}^2$ ]

$\kappa$  – polytropický exponent - dosazuje se obvykle v rozmezí 1,35 - 1,4

$p_{in}, p_{out}$  – tlak na vstupu a tlak na výstupu [Pa]

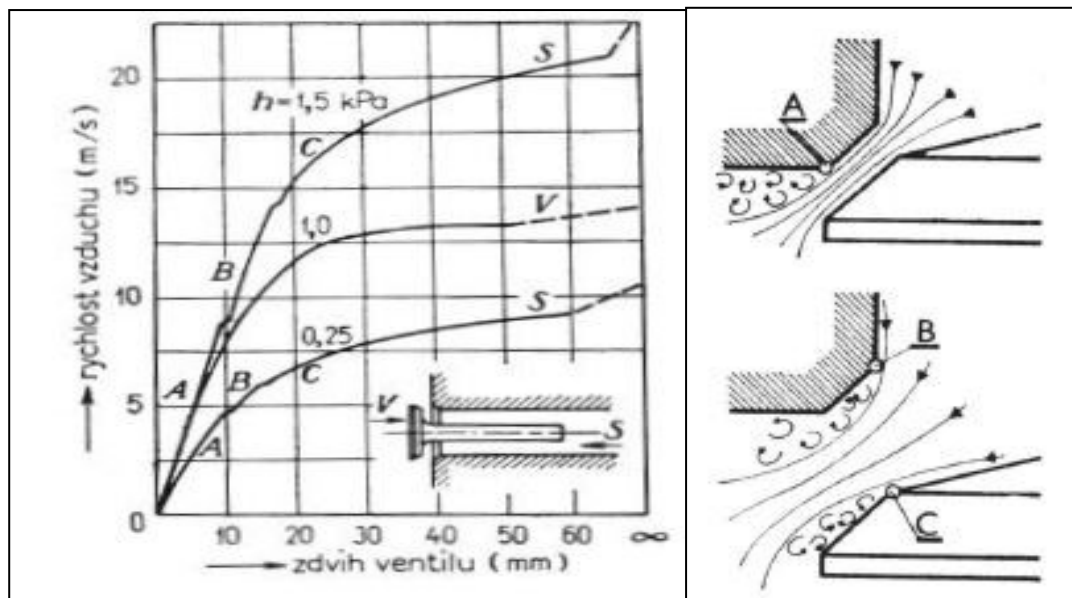
$T$  – termodynamická teplota [K]

$r$  – měrná plynová konstanta [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

Referenční plocha se často dosazuje jako plocha vrtání válce (v Německu), v ČR se obvykle používá plocha talířku ventilu jako referenční plocha. Ve Francii se používá

průměr sedla ventilu. Jakou použijeme referenční plochu, je ovšem pro výpočet méně důležité. Důležité je, aby výsledky z profukovacího zařízení nebo z porovnání různých kanálů byly vypočteny stejnou metodou. Když vztáhneme výpočet k ploše vrtání válce, teoreticky bychom mohli srovnávat kvalitu kanálů u různých motorů s různým vrtáním. Pokud se použije průměr sedla nebo ventilu, je potřeba potom posuzovat kanály hlavně z hlediska jejich kvality a zbavit se parametru průměru, jelikož s větším průměrem bude průtok zpravidla lepší.

První důkladná měření provedl Tanaca. Výsledky jeho měření jsou uvedeny na obr. č. 2.12 vlevo. Na uvedených křivkách můžeme pozorovat skoky, které odpovídají utržení proudu vzduchu od hran sedla a ventilu. Na obr. č. 2.12 vpravo nahoře je vidět, že při malém zdvihu ventilu se proud odtrhne od hrany *A*. Při zdvihu 10 mm nastává utržení od hrany *B* a projeví se viditelným skokem na křivce sacích ventilů označené *S*. Další skok můžeme pozorovat při utržení od hrany *C* při zdvihu asi 15 mm. U křivek *S* pro sací ventil proudí vzduch směrem šipky *S*, u výfukového ventilu směrem *V*. Pro úplnost, průměr hlavy ventilu je 80 mm a průměr potrubí před ventilem 66 mm. Pokud se směr proudění obrátí (což odpovídá výfukovému ventilu), skoky na křivce se neobjeví, jak je možno vidět na křivce *V* na obr. č. 2.12 vlevo.



Obr. č. 2.12 Závislost rychlosti vzduchu v potrubí na zdvihu ventilu (vlevo) [10]

Proudění vzduchu sedlem sacího ventilu při malém zdvihu (vpravo nahoře)

a při velkém zdvihu (vpravo dole) [10]

Při zdvihu ventilu 20 mm se prostupní plocha v sedle ventilu rovná ploše mezikruží mezi vnitřním průměrem potrubí a stopkou ventilu. Množství vzduchu se při větším zdvihu v důsledku zlepšování průtokového součinitele v sedle ventilu zvětšuje, ovšem pomaleji. Čárkovane je naznačena hodnota, které se dosáhne při nekonečně velkém zdvihu, což odpovídá vymontovanému ventilu. Průtokový součinitel tedy udává poměr vzduchu, který protekl ventilem k množství, které by proteklo kruhovým otvorem se stejnou plochou při stejném tlakovém spádu  $\Delta p$ . [10]

Sací ventil je vždy větší než výfukový. Toho se dosahuje použitím menšího výfukového ventilu, který tím pádem uvolní více místa pro sací ventil. Při použití malého sacího ventilu dochází k proudění vysokou rychlostí ve ventilu, velký tlakový spád přes ventil a také menší plnicí účinnost. Proto je žádoucí vytvořit co největší možný prostupní průřez u sacího ventilu. Pro nasávání vzduchu do válce je k dispozici pouze atmosférický tlak. Při otevření výfukového ventilu je ve válci stále přetlak (cca 0,3 a více MPa). Díky tomuto přetlaku je usnadněno rychlé vyprázdnění válce. Výhodou menšího výfukového ventilu je lepší chlazení a do spalovacího prostoru zasahuje menší plocha rozžhavené hlavy ventilu, která se také teplem méně deformuje.

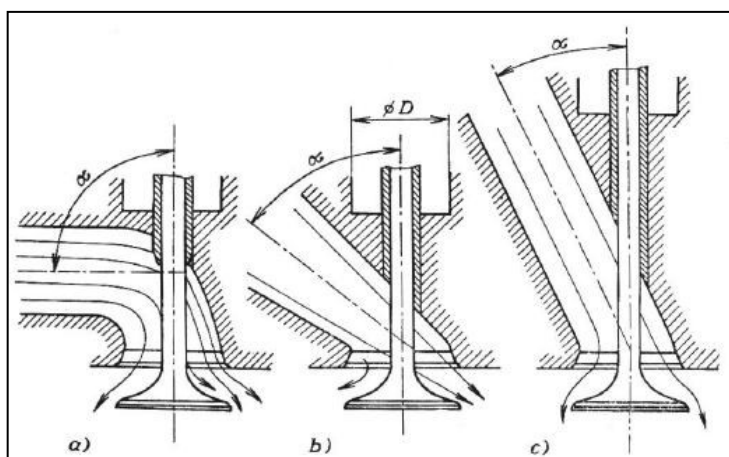
Na druhou stranu, příliš malý výfukový ventil by zvětšoval protitlak ve válci při výfukovém zdvihu a zhoršoval by mechanickou účinnost. Je žádoucí, aby tlak plynů ve válci po otevření výfukového ventilu rychle klesnul. Tím se zajistí, aby při následném výfukovém zdvihu nebylo potřeba velké práce na vyprázdnění válce. Ovšem při příliš brzkém otevření výfukového ventilu dochází ke snížení výkonu motoru. Z válce totiž odchází plyny s velkým tlakem, které by ještě mohly konat práci prodlouženou expanzí. Vysokého tlaku plynů při otevření výfukového ventilu se používá pro vytvoření tlakové vlny v potrubí případně pro pohon v poslední době hojně používaného turbodmychadla. [10]

### 2.6.2 Tvar potrubí před a za ventilem

Koleno před ventilem může značně ovlivnit plnicí účinnost motoru. Pokud vzduch v tomto koleně musí značně měnit směr proudění, nahustí se na vnější stranu ohybu. Tím se více zatíží prostupný průřez v hrdle ventilu ve směru proudění, ale příkloněná rovina průřezu není plně využita. [10]

Provedení a tvar sacích a výfukových kanálů je limitován co nejmenším odporem proti průtoku plynů. Nejvíce vyhovují sací kanály s co největším poloměrem zakřivení a vstupem do válce rovnoběžným s osou dříku ventilu. [14], [13]

Na obr. č. 2.13 je znázorněn kanál, který svírá s osou ventilu úhel  $90^\circ$ . V takovém případě se velmi obtížně dá dosáhnout využití celého obvodu sedla ventilu. Dále dochází k intenzivnějšímu narážení molekul vzduchu na vnější stranu ohybu, čímž vzniká nejen



větší povrchové tření, ale také větší přenos tepla do plynu. A právě ohřevem vstupního vzduchu má za následek snížení hmotnostní náplně válce a také výkonu motoru. Z toho důvodu je snaha o přímé potrubí bez ohybů, především v teplé hlavě válce. [10]

Obr. č. 2.13 Různé tvary sacího potrubí [10]

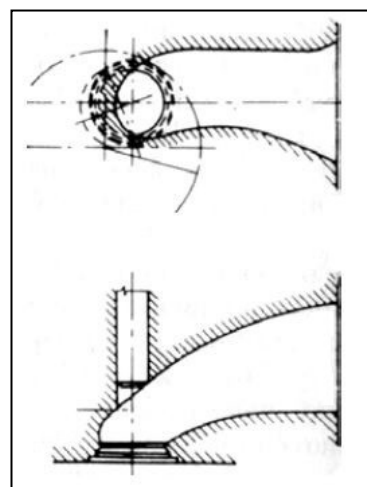
Vedle je znázorněn přímý kanál, který ovšem nesvírá ostrý úhel s osou ventilu. To má za následek, že využití obvodu sedla se nezlepší. Vzduch ohyb nekoná, ale kanál je nutné zužovat směrem k ventilu. Při plném zdvihu ventilu je rychlost proudění veliká, ale polovina obvodu sedla směrem ke kanálu je téměř nevyužita. Tento kanál je vhodný pro vznětové motory, u kterých je potřeba tangenciálním kanálem vyvolat intenzivní víření vzduchu ve válci. Pro závodní motory je tento typ kanálu nevhodný.

Na třetím vyobrazení je sací kanál, který s osou ventilu svírá ostrý úhel  $\alpha$ . Tento typ kanálu není lehce realizovatelný. V tomto případě má ventilová pružina poměrně velký průměr  $D$  a díky ostrému sklonu kanálu je nutné značně prodloužit stopku ventilu, čímž se ale zvýší i jeho hmotnost a také výška hlavy válce. Jelikož u závodních motorů je vyšší hmotnost vždy nevýhodná, používají se dva menší ventily místo jednoho.

U dvouventilového provedení a půlkulovitěho spalovacího prostoru bývá někdy výhodnější použití sacího kanálu, který je téměř rovnoběžný s osou válce. Vzduch tak koná při vstupu do válce malé ohyby a ve válci pokračuje stejným směrem. [10]

Vzhledem k požadavkům na malou měrnou spotřebu a nízké emise se zjistilo, že je vhodné, aby směs paliva se vzduchem ve válci motoru rotovala. Rotace náplně je způsobena tangenciálním kanálem, obr. č. 2.14.

U čtyřventilových hlav se používá kombinace přímého a tangenciálního kanálu. Přímý kanál zajišťuje co nejlepší naplnění válce motoru při vysokých otáčkách a zatížení, naopak tangenciální zajistí vhodné víření při nízkých otáčkách a malém zatížení. [14], [13]



*Obr. č. 2.14 Sací kanál  
tangenciální [14]*

## 2.7 Konstrukční části pístových spalovacích motorů

V diplomové práci se budu zabývat citlivostní analýzou vlivu úprav motoru na jeho charakteristiky. Analýza bude zaměřena především na sací a výfukový systém, případně na spalovací prostor. Z toho důvodu se při popisu jednotlivých konstrukčních celků zaměřím především na tyto části.

Pístové spalovací motory se skládají z následujících částí:

- Pevné, nepohyblivé části – blok válců, kliková skříň, hlava válců, spodní víko motoru, víka, kryty a těsnění
- Pohyblivé části motoru – klikový mechanismus a rozvody motoru
- Příslušenství motoru – pomocná zařízení, která umožňují chod a ovládání motoru (chladicí soustava, mazání motoru atp.)

### 2.7.1 Pevné, nepohyblivé části

#### Blok válců a kliková skříň

Tvoří nosnou část motoru, kde jsou uloženy válce, klikový mechanismus, náhony dalších systémů a ústrojí motoru. Dále obsahuje průtokové kanály pro přívod mazacího oleje a u kapalinou chlazených motorů také rozvody chladicí kapaliny kolem jednotlivých válců. Zpravidla blok válců a kliková skříň tvoří jeden celek, ale v některých případech může být skříň motoru dvojdielná, tedy sestavená z bloku válců a klikové skříně. U vzduchem chlazených motorů je zpravidla tvořena pouze klikovou skříní, na kterou jsou uchyceny jednotlivé válce motoru. [14]

Blok válců a kliková skříň se nejčastěji odlévají. Musí se vyznačovat dostatečnou pevností a tuhostí, pokud možno co nejnižší hmotností a jednoduchou výrobou. Mezi kritická místa patří např. uložení klikové hřídele, hlavy válců a tloušťka stěn přenášejících síly a momenty od tlaku plynů a pohybujících se hmot k hlavním ložiskům. Aby se nemusel při odlévání bloku motoru používat vysoce kvalitní materiál, popř. když je blok z lehké slitiny hliníku, jsou válce vkládané, vložené. Ty jsou potom vyrobeny z kvalitní legované litiny, u současných motorů se používají i vložky z keramické hmoty. [7]

### **Válce motoru**

Rozdíl v řešení válce vzduchem chlazeného motoru a kapalinou chlazeného je zásadní. U kapalinou chlazených motorů může být válec vytvořen jako vývrt přímo v odlitku motoru. Ovšem mnohem častěji jsou do vývrtu v bloku vkládány jednotlivé vložky válců, v provedení buď tzv. suchých vložek, nebo mokrých vložek. U vzduchem chlazených motorů bývají válce provedeny jako samostatné konstrukční díly. Bývají opatřeny na vnějším povrchu chladícími žebry a připevňují se ke klikové skříni motoru.

Jedná se konstrukčně o nejnáročnější díly motoru. Z hlediska správné funkce motoru je velmi důležitá kvalita vnitřního povrchu válce a dodržení jeho rozměrových tolerancí. Válce větších motorů jsou nejčastěji odlévány vcelku metodou odstředivého lití. Jako odlitek z legované litiny je vnitřní průměr velmi jemně broušen – honován. [7], [14]

### **Hlava válců čtyřdobého zážehového motoru**

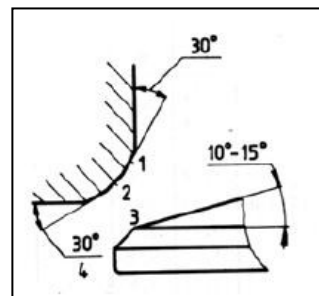
Hlava válců s ventilovým rozvodem SV má téměř stejnou konstrukci jako hlava dvoudobého rychloběžného motoru. U čtyřdobých motorů s rozvodem OHC nebo OHV musí ovšem konstrukce hlavy zajistit i výměnu náplně válců motoru. Proto jsou v ní umístěny sací a výfukové kanály (viz. kap. 2.6.2.), ventily a části rozvodového mechanismu ovládající otevírání ventilů (viz. kap. 2.7.2.).

Hlava válců je samostatná součást a uzavírá pracovní prostor válce motoru. Také tvoří spalovací prostor (viz. kap. 2.5.1.). Konstrukce hlavy válců (válce) se odvíjí od druhu motoru, způsobu řešení rozvodového ústrojí, počtu a rozmístění ventilů, plnicích a výfukových kanálů, umístění zapalovací svíčky, vstřikovací trysky, provedení spalovacího prostoru, způsobu chlazení motoru apod. U víceválcových motorů může být hlava konstruována jako samostatná pro jeden válec, příp. společná pro skupinu válců nebo všechny válce. Podmínkou pro umístění vačkové hřídele v hlavě válců je společná hlava pro všechny válce.

Hlava válců se zpravidla odlévá. Používá se šedá litina nebo hliníkové slitiny. Výhodou šedé litiny je vysoká pevnost, tuhost, tepelná stabilita a nízké výrobní náklady. Nevýhodou je vysoká hmotnost a malá tepelná vodivost. V současné době převládají hlavy odlévané ze slitin hliníku. Mezi nevýhody patří vyšší tepelná roztažnost, vyšší cena a nutnost vkládat sedla ventilů, vodítka ventilů a někdy i vložky pro závit zapalovací svíčky. [14]

*Sedlo ventilu*

Vyústění sacího a výfukového kanálu je zakončeno ventilovým sedlem. Sedlo může být vytvořeno přímo v materiálu litinové hlavy nebo zalisováním sedla z odolného materiálu, tzv. vkládané sedlo, používané vždy u hlav z hliníkových slitin. [14]



Obr. č. 2.15 Sedlo ventilu [14]

Sedlo ventilu je tvořeno třemi frézovanými plochami. Na obr. č. 2.15 je dosedací plocha v sedle ventilu označena 2, vstupní a výstupní kuželové náběhy 1 a 4. Sedlo ventilu společně se samotným ventilem značně ovlivňuje plnění válce motoru.

*Vodítka ventilu*

Slouží k vedení ventilu v hlavě válců. Ventil může být v některých případech uložen přímo v materiálu litinové hlavy. Výhoda použití vodítek spočívá v možnosti volby materiálu s lepšími kluznými vlastnostmi ve vztahu k materiálu dříku ventilu. Další výhodou je snadnější oprava při jejich opotřebení. Vedení ventilu musí zajistit také uspokojivý přestup tepla z dříku ventilu k chladicí látce a udržovat tak zároveň i bezpečné mazání dříku při pohybu ventilu. [14], [7]

Nejčastějšími materiály vodítek jsou šedá litina nebo hliníkový bronz, který se používá u motorů s větším tepelným namáháním. [7]

**Sací systém čtyřdobého motoru**

Zabezpečuje přívod nové náplně do válců motoru. U víceválcových motorů vznikají obtíže, protože dlouhé potrubí vyvolává zvýšený podíl ztrát při plnění.

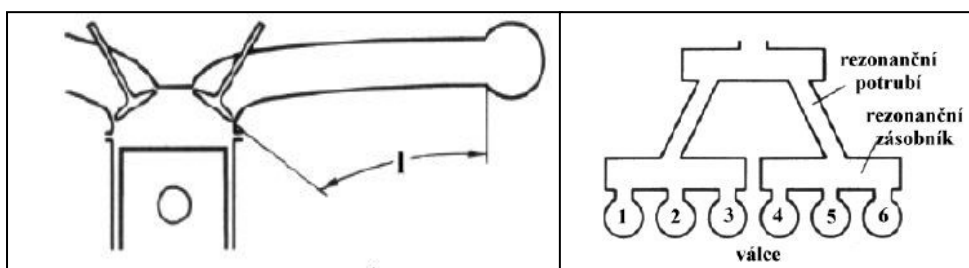
Na vstupu do sacího systému je umístěna komora, která zabezpečuje tlumení hluku sání motoru. V komoře bývá zároveň umístěn i filtr zachycující prachové částice z nasávaného vzduchu. Následně čistý vzduch vstupuje buď do sacího potrubí, nebo u přeplňovaných motorů do kompresoru turbodmychadla. Poté u přeplňovaných motorů vzduch prochází přes mezichladič plnicího vzduchu, kde je ochlazen, do sacího potrubí. Sací potrubí rozděluje vzduch ke vstupům sacích kanálů. [14]



U současných motorů je sací potrubí nejčastěji vyrobeno z plastických hmot. Oproti dříve používaným potrubím z hliníkových slitin je lehčí, velmi hladké a levnější. Dále je možno vytvoření přesné geometrie a možnost integrace dalších funkčních prvků. [14]

#### *Rezonanční sací potrubí*

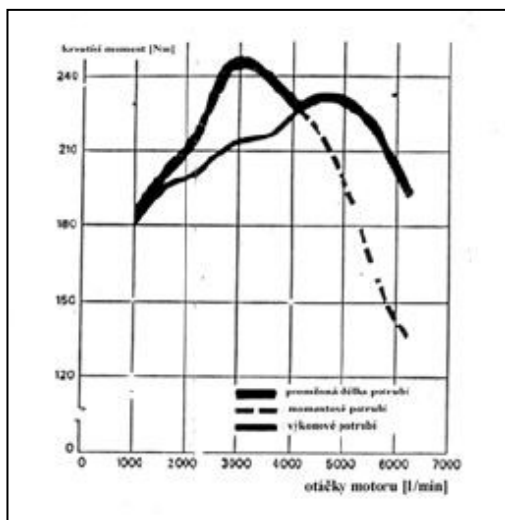
Využívá se u zážehových motorů pro zlepšení průběhu točivého momentu a maximálního výkonu motoru. Podstatou rezonančního sacího potrubí jsou vhodně zvolené délky a objemy soustavy sacího potrubí. To umožní využít rezonančních jevů pro zvýšení hmotnostní náplně válce motoru novou směsí. Jako základní zdroj energie využívané pro další naplnění válce motoru je energie infinitezimální podtlakové vlny. Ta je vyvolávána sacím pohybem pístu a šíří se rychlostí zvuku do sacího potrubí. Na volném konci potrubí se tato vlna následně odráží jako vlna přetlaková a pohybuje se rychlostí zvuku v daném prostředí zpět do válce motoru. Vhodná rezonanční délka  $l$  (viz. obr. č. 2.16) a objem potrubí (alespoň roven zdvihovému objemu válce motoru) způsobí, že tato vlna dospěje do válce motoru před uzavřením sacího ventilu. Tím dojde ke zvýšení hmotnostní náplně válce motoru. V tomto případě způsobí tlakovou vlnu stejný válec, u kterého následně dojde v důsledku rezonančního jevu ke zvýšení hmotnostního naplnění. [14]



*Obr. č. 2.16 Rezonanční potrubí (vlevo) [14]*

*Rezonanční soustava šestiválcového motoru (vpravo) [14]*

Druhým způsobem je, že pro vybuzení tlakové vlny se využije válec v pořadí sání předcházející válci, který má být v důsledku rezonančního jevu naplněn. Tohoto způsobu se využívá u šestiválcových motorů. [14]



Obr. č. 2.17 Dvoustupňové  
rezonanční potrubí [14]

První způsob je vhodný pouze pro vysokootáčkové motory. Důvodem je přiměřenost délky rezonančního potrubí, která je při nižších otáčkách příliš dlouhá. Jelikož každému otáčkovému režimu odpovídá rozdílná délka potrubí, začalo se využívat vícestupňových rezonančních potrubí. V počátku vývoje se používalo dvoustupňové rezonanční potrubí. Na obr. č. 2.17 je zobrazen průběh točivého momentu, na kterém můžeme pozorovat výrazný nárůst točivého momentu v oblasti otáček  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ . Z toho důvodu se toto

potrubí označuje jako momentové. V tomto případě se využívá delší varianty sacího potrubí. Naopak při vyšších otáčkách se využívá kratšího potrubí a je vidět, že krátké sací potrubí zvyšuje točivý moment a tedy i výkon motoru. Označuje se tedy jako výkonové potrubí. Při použití dlouhého potrubí by při vyšších otáčkách došlo ke značnému poklesu výkonu motoru. [14]

### Výfukový systém čtyřdobého motoru

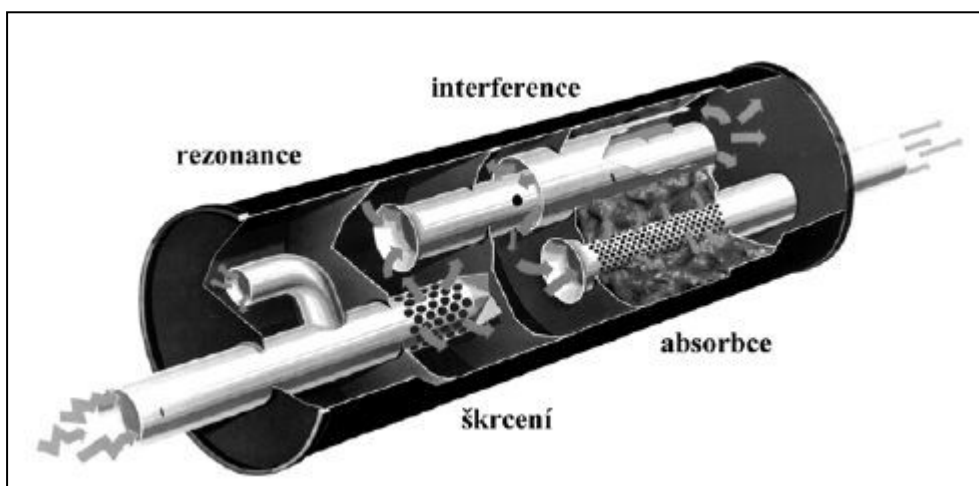
Je tvořen sběrným potrubím, které zajišťuje sběr spalin z jednotlivých výfukových kanálů v hlavě válců a dále ze soustavy následné likvidace škodlivin ve výfukových plynech a tlumičů hluku.

Sběrné potrubí bývá odlito z šedé litiny. Výhodou je dobrá odolnost proti oxidaci za vysokých teplot, dostatečná pevnost, schopnost pohlcovat hluk, vibrace a nízká cena. Nevýhodou je velká hmotnost. Z toho důvodu se u motorů sportovních a závodních automobilů vyskytuje délkově laděné sběrné výfukové potrubí z žárovevých a žáruvzdorných ocelí. Délkové naladění výfukového potrubí využívá tlakových pulsací ke zlepšení odvodu spalin z válce motoru, obdobně jako u sacího potrubí. Jeho vliv na výkon je ovšem nižší a projevuje se zpravidla jen v úzkém rozmezí provozních otáček. Většinou se tedy jedná o naladění na maximální výkon motoru. [14], [7]

Další nevýhoda litinového sběrného potrubí spočívá ve značném odvodu tepla do okolního prostředí. To má za následek značné prodloužení doby náběhu katalyzačního tlumiče do činnosti. Urychlení náběhu je možné dosáhnout umístěním katalyzátoru co nejbližší k hlavě válců a také provedením sběrného potrubí z výlisků z žárovevné oceli, které jsou ještě chráněny krytem omezujícím vyzařování tepla.

U starších osobních automobilů na sběrné potrubí navazovala soustava tlumičů hluku, dnes je již doplněna třicestným katalyzačním tlumičem. Ten zajišťuje při velikosti vzdušného součinitele  $\lambda = 1$  redukci oxidů dusíku  $\text{NO}_x$  a oxidaci oxidu uhelnatého  $\text{CO}$  a uhlovodíků  $\text{HC}$ . Tyto škodlivé složky se následně přeměňují na dusík  $\text{N}_2$ , oxid uhličitý  $\text{CO}_2$  a vodu  $\text{H}_2\text{O}$ . U vznětových motorů není možné redukci  $\text{NO}_x$  uskutečnit, a proto se používají pouze oxidační katalyzátory, příp. akumulární katalyzátory.

Na tlumení hluku se z části podílí i katalyzační tlumiče, ale hlavní snížení hluku výstupu spalin zabezpečují tlumiče hluku. U osobních automobilů se zpravidla používají dva tlumiče, každý s jiným frekvenčním laděním. Rezonance a interference se využívá k odběru energie pohybu tlakových vln. Škracení pak vnitřního tření spalin u silně turbulentních proudů, vyvolaných průchodem otvory o malých průměrech. Absorbce je odebrána energie výfukovým plynům v důsledku vzájemného tření kovové vlny nebo minerálních vláken při pohybu spalin tímto prostředím. [14], [7]



Obr. č. 2.18 Principy odběru energie proudu výfukových plynů [14]

### 2.7.2 Pohyblivé části

Základem pohyblivých částí motoru je klikový mechanismus. Skládá se z:

- Pístů, pístního čepu a pístních kroužků
- Ojnice
- Klikové hřídele
- Setrvačníku
- Rozvodového mechanismu

Klikový mechanismus mění přímočarý vratný pohyb pístu motoru na otáčivý pohyb klikové hřídele. Ten je dále měněn pomocí převodných ústrojí a využíván k pohonu vozidla. [7]

#### Pístní skupina

Je tvořena pístem, pístním čepem a pístními kroužky. Na pístní skupinu jsou kladeny následující požadavky:

- Zabezpečení přenosu síly od tlaku plynů na ojnici
- Zachycení boční síly vyvolané klikovým mechanismem a její přenos na stěnu válce
- Utěsnění spalovacího prostoru, aby se co nejvíce omezil únik spalin do klikové skříně motoru a průnik oleje do spalovacího prostoru
- Zabezpečení odvodu tepla ze dna pístu do stěn spalovacího prostoru, které jsou chlazené

Píst je při práci motoru zatěžován mechanicky, silami od tlaku plynů a setrvačnými silami vyvolanými vratným pohybem pístu a také tepelně, vysokými teplotami spalin ve spalovacím prostoru. Charakter zatěžujících účinků je rázový, způsobený prudkým nárůstem tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. Současně dochází k únavovému namáhání materiálu pístu, což je způsobeno důsledkem cyklických změn. [7], [14]

Píst musí být lehký a bezpečně přenášet síly od tlaku plynů, setrvačné síly a teplo. Přestup tepla ze spalín do dna pístu má být malý a píst musí rychle odvádět teplo, které přijme. Z toho důvodu je žádoucí, aby povrch dna pístu měl jen nezbytně velkou plochu. U pístů z hliníkových slitin nastává rychlý odvod tepla. Teplo se odvádí z pístu zejména pístními kroužky, plášť pístu odvádí asi jen 20 až 30 % tepla. Olejový film na stěně válce ztěžuje přestup tepla z pístu do stěn válce. Ztráty třením mají být co nejmenší. Jsou závislé především na deformaci válce a přitlaku stíracího kroužku na válec.

Písty se především zhotovují z hliníkových slitin Al – Si. Tyto slitiny mají poměrně malou teplotní roztažnost. Kované (lisované) písty se používají pro mechanicky a tepelně značně namáhané motory.

U většiny dnešních pístů se používá zalitá vložka pro první těsnící kroužek. Písty zážehových motorů mají obvykle zalité vyrovnávací vložky. Ty využívají bimetalického účinku k řízení teplotní dilatace pístu a tím zajistí co nejvýhodnější vůli mezi pístem a válcem ve všech provozních podmínkách motoru. [7], [14]

*Pístní kroužky* zabezpečují utěsnění spalovacího prostoru, odvod tepla z pístu do stěn válce a upravují výšku mazací vrstvy oleje mezi pláštěm pístu a stěnou válce. Těsnící pístní kroužky zabezpečují těsnost spalovacího prostoru z hlediska průniku spalín do klikové skříně motoru. Také se podstatnou měrou podílejí na odvodu tepla z pístu do stěn válce. Naopak stírací pístní kroužky zabraňují průniku oleje nad píst a zároveň vytváří vhodnou tloušťku mazací vrstvy mezi pístem a válcem motoru.

Pístní kroužky jsou namáhány silami setrvačnými, silami od tlaku plynů a třením o stěnu válce motoru. Z toho důvodu jsou kladeny mnohostranné nároky na materiál pístních kroužků. Mezi ně patří pevnost za zvýšené teploty. Proto se používají kroužky litinové a ocelové.

Litinové kroužky se vyrábí buď ze šedé litiny, nebo temperované litiny se zrnitým grafitem. Výhodou těchto kroužků je cena, nevýhodou pak křehkost, ztráta pružnosti při vyšších teplotách a poměrně rychlé opotřebení hlavní těsnící plochy.

Ocelové pístní kroužky jsou dražší, ale vyznačují se vyšší pružností a pevností. Hlavní třecí plocha musí být opatřena vrstvou tvrdochromu. [7], [14]

*Pístní čep* přenáší silové účinky mezi pístem a ojnicí. Je namáhán silou od tlaku plynů, setrvačnými silami (od hmotnosti pístu, pístních kroužků a také samotného čepu), které mění nejen velikost, ale i směr. Pístní čep je tedy namáhán únavově.

Vozidlové motory používají převážně tzv. plovoucí čepy. V tomto případě je čep uložen volně v oku ojnice i nálitcích pístu. U některých motorů je pístní čep za tepla nalisován do ojnicního oka, potom hovoříme o tzv. pevném pístním čepu.

Pístní čepy se zhotovují z cementačních ocelí. Běžně zatížené motory používají oceli třídy 12, 14 a 15, vysoce zatížené motory i 16. U vznětových motorů jsou pístní čepy pro stejný průměr pístu výrazně větší, což je způsobeno většími zatěžovacími silami. [7], [14]

### **Ojnice**

Zabezpečuje přenos sil mezi pístem a klikovou hřídelí motoru. U čtyřdobých motorů je namáhána proměnnou silou tah – tlak. Ojnice je z důvodu časové proměnnosti působících silových účinků namáhána únavově. Ojnice čtyřdobého motoru má dělené spodní oko, protože kliková hřídel bývá zpravidla nedělená.

Délka ojnice má zásadní vliv na celkovou výšku motoru a příčné rozměry klikové skříně motoru. V dnešní době je tendence délku ojnice snižovat. Limitujícím faktorem je potřebná vůle mezi spodní hranou pístu a protizávažím na klikové hřídeli při poloze pístu v dolní úvratí. Šířka horního oka se odvíjí od vzdálenosti nálitků pro pístní čep v pístu.

Zpravidla jsou ojnice kovány v záпустce. Používají se oceli třídy 11 až 15, pro vysoce namáhané ojnice přeplňovaných motorů i 16. Po obrobení se v některých případech provádí tepelné zušlechťování. U malých motorů se vyskytují i ojnice z kujné či tvárné litiny, lisované z plechu, z lehkých slitin a také z kompozitních plastů. Výraznější snížení hmotnosti nastává u ojnic z titanových slitin.

*Ojnicní šrouby* zajišťují spojení víka ojnice s hlavou ojnice. Šrouby jsou namáhány proměnným dynamickým zatížením, hlavní zatížení je způsobeno od setrvačných sil posuvných hmot pístní skupiny a ojnice a rotačních hmot ojnice bez jejího víka. [7], [14]

### **Kliková hřídel**

Zabezpečuje spolu s ojnicí kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Současně zabezpečuje i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících hmot pomocí protizávaží, náhon rozvodu, příslušenství a u čtyřdobých motorů také rozvod mazacího oleje do ojničních ložisek.

Kliková hřídel je zatěžována současným působením prostorové soustavy sil od tlaku plynů na písty a sil setrvačných. Silové účinky jsou proměnné jak z hlediska velikosti, tak i směru nositelky vyvolávající v hřídeli pružné kmity. Ty způsobují namáhání na ohyb, krut, tah a tlak.

Kliková hřídel je uložena v klikové skřini pomocí hlavních čepů. Ojniční (klikové) čepy slouží k uložení, uchycení ojnic. Součástí klikové hřídele je setrvačník, který je uchycen na přírubě na konci hřídele. Středy klikových čepů otáčením po kružnici vytvářejí tzv. klikovou kružnici. Ta svým průměrem udává zdvih pístu. Počet klikových čepů odpovídá počtu válců motoru, jejich úhel uspořádání pak udává pořadí zapalování válců.

Nejčastěji se klikové hřídele vyrábějí z jednoho kusu jako odlitek nebo častěji jako výkovek zápusťkovým kovááním. Čepy jsou povrchově cementované, kalené a jemně broušené. Převážně jsou uloženy na kluzných ložiscích, výjimku tvoří např. motory Tatra, která používá dělenou klikovou hřídel a valivá ložiska. [7], [14]

### **Setrvačník**

Úkolem setrvačníku je akumulovat energii potřebnou pro překonání pasivních zdvihů motoru. U motorů s malým počtem válců slouží k vyrovnaní úhlové rychlosti otáčení klikové hřídele, překonání mrtvých poloh klikového mechanismu a dodání energie pro pomocné zdvihy pracovního oběhu. Při šesti a větším počtu válců může motor pracovat prakticky bez setrvačníku, ale jeho kinetická energie ulehčuje spouštění motoru a je také nutná pro plynulý rozjezd vozidla. Setrvačník bývá upevněn na zadní přírubu klikové hřídele.

U vozidlových motorů tvoří čelní plocha setrvačníku třecí povrch kotoučové spojky. Na obvodu setrvačníku je nalisován ozubený věnec, který slouží jako převod do pomala, tj. silový převod pro roztáčení motoru pomocí spouštěče. Do tohoto věnce je zasouván pastorek. [14]

### **Rozvodový mechanismus**

Otáčky vačkové hřídele zajišťuje u rozvodového mechanismu převod točivého momentu pomocí:

- Ozubených kol
- Ozubených kol a válečkového řetězu
- Ozubeného plochého řemene
- Královskou hřídelí a párem kuželových soukolí

Každá konstrukce má své výhody a nevýhody, spočívající v hlučnosti, poruchovosti, přesnosti přenosu síly apod.

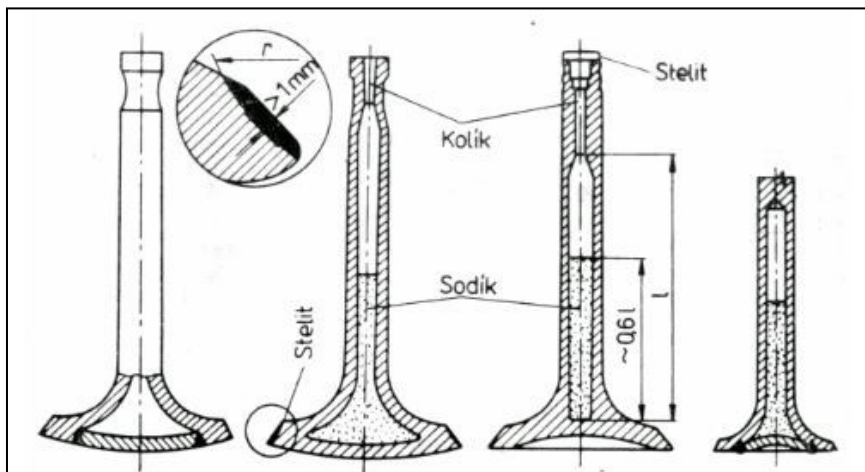
Hlavní části ventilového rozvodu tvoří:

- Ventily
- Ventilové pružiny
- Vahadla ventilů
- Zdvihátka ventilů a ventilové tyčky
- Vačkové hřídele

*Ventily* – slouží jako součásti uzavírající sací a výfukové kanály v hlavě válců. Tepelné a mechanické namáhání výfukových ventilů je značně vysoké. Výfukový ventil je ohříván proudem výfukových plynů o teplotě asi 1200 °C u zážehových motorů a asi 800 °C u vznětových motorů. Průtoková rychlost na počátku výfuku dosahuje rychlosti asi 500 až 600 m·s<sup>-1</sup>. Ventil a jeho sedlo se musí účinně chladit, v provozu se nesmějí deformovat a musí dobře těsnit. Výfukový ventil je dále namáhán únavou z koroze, otěrem pevnými zplodinami spalování a opalování, pokud nedosedá po celé ploše. U vysoce zatížených motorů se používají duté ventily plněné sodíkem. Tím se zvýší odvod tepla z hlavy ventilu. Vnitřní prostor je z 50 % naplněn sodíkem, který se v kapalném stavu pohybuje v dutině ventilu a intenzivně přenáší teplo z hlavy přes dřík do vodítka ventilu. Sodík při tlaku 0,1 MPa taje při 97 °C a bod varu je 833 °C. [7], [14]



Sací ventil je omýván čerstvou náplní, čímž je zároveň chlazen, a proto maximální teploty dosahují asi 300 až 500 °C. Pokud se zvětší vůle sacího ventilu ve vodítku, dochází k přisávání oleje do sacího kanálu motoru. Olej se následně spaluje na povrchu ventilu, čímž vytváří vrstvu karbonu. Ta jednak zvyšuje obsah škodlivých exhalátů ve výfukových plynech a zároveň zhoršuje průtokové poměry v sacím kanále. [7], [13], [14]



Obr. č. 2.19 Konstrukce ventilů plněných sodíkem [7]

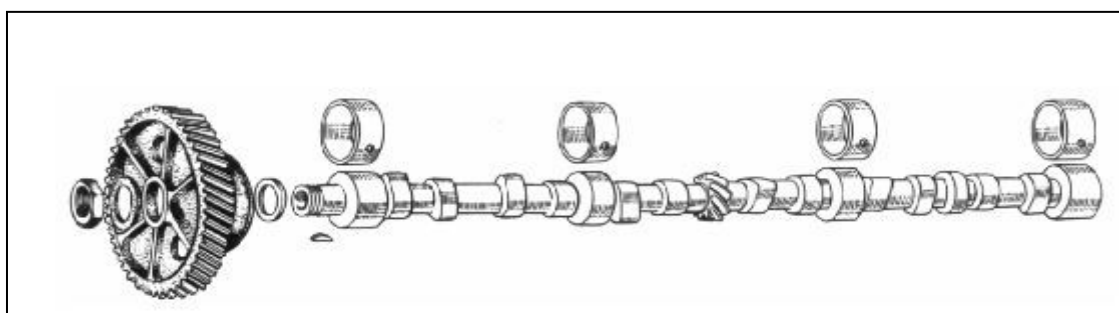
*Ventilové pružiny* – zabezpečují zavírání ventilu s tvarem vačky a po dosednutí ventilu do sedla následně utěsnění spalovacího prostoru válce motoru. Tuhost pružin je dána požadavkem na zabezpečení trvalého kinematického spojení mezi díly mechanismu rozvodu při práci motoru na maximálních dovolených otáčkách motoru. Dnes převažuje použití válcových šroubových pružin s konstantním stoupáním závitu. Nejčastěji jsou dvě soustředně uložené, ale vnější má opačný směr stoupání než vnitřní. Tím se v provozu zabezpečí, že při prasknutí jedné pružiny nedojde ke spadnutí ventilu do válce motoru a zároveň je zajištěno, že nedojde ke vzpříčení závitů prasklé pružiny v mezeře mezi závity funkční pružiny. Pokrok v kvalitě použitých materiálů umožňuje použití pouze jedné pružiny. Tím dojde ke snížení celkové hmotnosti ventilového rozvodu a zároveň i setrvačných sil v soustavě působících. [7], [14]

*Vahadla ventilů* – slouží k otevírání ventilů. U rozvodů OHV je pohyb vyvolaný vačkou přenášén na vahadlo soustavou zdvihátka a zvedací tyčky. Styková plocha vahadla dosedající na dřík ventilu je kalená. Tvar dosedací plochy bývá válcový nebo mírně kuželovitý. Zvedací tyčka přenáší pohyb na vahadlo kulovým kloubem, který je součástí šroubu pro seřizování ventilové vůle. [13], [14]

*Zvedací tyčky* – u rozvodu OHV zajišťují přenos síly mezi zdvihátkem a vahadlem. Nejčastěji se vyrábějí z ocelové nebo duralové trubky, do níž jsou zalisovány koncovky. Koncovky mají kulové zakončení. Kulové klouby jsou mazány rozstřikujícím olejem z tlakově mazaných ložisek vahadla. [13], [14]

*Zdvihátka* – podle konstrukčního řešení rozlišujeme zdvihátka válcová (hrníčková) a talířová (hříbečková). Válcová mají tvar hrníčku s tlustým dnem, z uložení v bloku motoru mohou být vyjmuta bez demontáže vačkové hřídele. Talířová zdvihátka mají válcové vedení menšího průměru, což usnadňuje obrábění. U motorů s rozvodem OHC a DOHC se používají zdvihátka hrníčková. Seřizování ventilových vůlí bývá řešeno pomocí broušených podložek vkládaných mezi vačku a zdvihátko. Tento způsob byl poměrně složitý, proto byly vyvinuty zdvihátka s hydraulickým vymezováním vůle. Nevýhodou hydraulických zdvihátek jsou vedle ceny i vzrůstající ztráty důsledkem tření. [13], [14]

*Vačkové hřídele* – bývají uloženy v kluzných hydrodynamických ložiscích. U motorů s rozvody SV, OHV v klikové skříni, u rozvodu OHC v hlavě válců. Jednotlivé vačky řídící otevírání sacích a výfukových ventilů, příp. jejich dvojic u více ventilových hlav, bývají uloženy na společné vačkové hřídeli. Vačková hřídel je tvořena soustavou váček a čepů pro uložení hřídele v kluzných ložiscích. U starších motorů bývá součástí vačkové hřídele i excentr pro pohon palivového čerpadla, příp. ozubené kolo pro pohon olejového čerpadla a rozdělovače.



Obr. č. 2.20 Vačková hřídel motoru s rozvodem OHV [13]

Vačkové hřídele jsou nejčastěji kovány z cementačních ocelí. Vačky a ložiskové čepy se kalí. U rozvodů OHC jsou měrné tlaky ve stykové ploše nižší než u rozvodu OHV, proto se zde objevují i odlévané vačkové hřídele. U některých motorů Ford lze najít i skládané vačkové hřídele. [13], [14]

## 2.8 Popis modelovaného motoru

Mnou modelovaný spalovací motor pochází z vozidla Škoda Favorit, typ 781.136. Jedná se o zážehový karburální čtyřdobý řadový čtyřválec, chlazený kapalinou. Ventilový rozvod je typu OHV. Válce jsou šikmé s odklonem od svislice  $20^\circ$ . Při vrtání 75,5 mm, zdvihu 72 mm a kompresním poměru 9,7 dosahuje výkonu 46 kW při  $5000 \text{ min}^{-1}$  a točivého momentu  $100 \text{ N}\cdot\text{m}$  při  $3000 \text{ min}^{-1}$ .

*Blok motoru* je tenkostěnný odlitek z hliníkové slitiny a je vyroben tlakovým litím. Válce jsou samostatné vložené, vyrobené ze šedé litiny se zvýšeným obsahem fosforu (o 0,4 až 0,6 %). Pracovní plochy jsou honovány.

*Kliková hřídel* je ocelová, kovaná. V bloku motoru je uložena ve třech kluzných ložiskách o průměru 60 mm z tenkostěnných ocelových pánví s vystélkou z hliníko – cínové slitiny AlSn20. Ojnicní ložiska mají průměr 45 mm. Na konci klikové hřídele je připevněn litinový *setrvačnick* s nalisovaným ozubeným věncem pro spouštěč.

*Váčková hřídel* je ocelový výkovek. V bloku motoru je uložena ve třech ložiskách. Pohon od klikové hřídele je zajištěn pomocí kol s dvojitým válečkovým řetězem. Ventily v hlavě válců ovládá prostřednictvím zdvihátek, rozvodových tyček a vahadel.

*Ojnice* jsou taktéž ocelové výkovky. V oku ojnice se nachází bronzové pouzdro, v hlavě ojnice již zmíněná slitina AlSn20. Jsou opatřeny otvorem, který zajišťuje rozstřík mazacího oleje na více zatíženou stranu válce.

*Písty* jsou vyrobeny z lehké hliníkové slitiny a mají ploché dno. V úrovni pístního čepu mají zalité ocelové pásy, jež slouží k udržení předem určené menší roztažnosti v závislosti na teplotě. Píst je ve válci utěsněn pomocí třech kroužků. První z nich, těsnící kroužek, je ocelový s tvrdě chromovaným pracovním povrchem. Druhý, litinový, má minutový úkos pro zlepšení stíracího i těsnícího účinku. Tloušťka obou kroužků je 1,5 mm. Třetí kroužek je třídílný, skládaný lamelový s nitridovaným povrchem a tloušťkou 3 mm.

*Hlava válců* je vyrobena jako nízkotlaký kokilový odlitek z hliníkové slitiny. Je společná pro všechny válce a má osm kanálů. Sací jsou kruhové o průměru 25 mm, výfukové oválné o výšce 30 mm a šířce 22 mm. Klínový spalovací prostor s antidetonační

šterbinou spoluvytvářejí talíře sacích ventilů o průměru 34 mm a talíře výfukových ventilů o průměru 30 mm. Dříky ventilů jsou tvrdě chromovány a jsou skloněny vůči osám válců o  $7^{\circ} 20'$ . Ventily se pohybují v zalisovaných vodítkách, které jsou vyrobeny z litiny s obsahem fosforu 0,5 %. Na horních koncích jsou zalisovány stírací kroužky. Dosedací plochy talířů ventilů jsou kalené. Výfukové ventily jsou bimetalické a na obvodu talíře mají navařený slinutý karbid. Sedla ventilů jsou taktéž zalisovány do hlavy válců a jsou vyrobeny z vysoce legovaných spékaných kovů.

*Sací potrubí* je vyrobeno jako nízkotlaký kokilový odlitek z hliníkové slitiny. Má čtyři samostatné větve vycházející ze společné komory pod karburátorem. *Výfukové potrubí* je ze šedé litiny. Od hlavy válců vedou čtyři samostatné větve, které se dále spojují ve dvě samostatné větve. Spojeny jsou potrubí prvního se čtvrtým válcem a druhého se třetím.

O přípravu zápalné směsi se stará *karburátor* Pierburg 2E-3. Jedná se o spádový dvoustupňový karburátor s elektromagnetickým odpojovačem trysky běhu naprázdno a samočinným sytičem. První stupeň je průměru 20 mm, druhý stupeň průměru 24 mm.

O dopravu paliva se stará *palivové čerpadlo* na přední straně motoru. Jedná se o membránové čerpadlo s náhonem od vačkové hřídele. [1], [6]

Tab. 2.1 Parametry motoru 781.136 [1], [6]

Parametry motoru	
Počet válců	4
Typ	zážehový
Vrtání	75,5 mm
Zdvih	72 mm
Kompresní poměr	9,7
Zdvihový objem	1289 cm <sup>3</sup>
Délka ojnice	133 mm
Ventilový rozvod	OHV
Karburátor	Pierburg 2E-3
Pořadí zapalování válců	1-3-4-2
Vyosení pístního čepu	0 mm

### 3 Matematické modelování pístových spalovacích motorů

Pomocí aplikací postupů známých z fyziky, respektive termomechaniky, můžeme analyzovat procesy přeměny energií v tepelných strojích. Porovnáváme jednotlivé probíhající děje ve stroji se základními termodynamickými ději, z kterých následně vytvoříme uzavřený cyklus.

V dřívějších dobách, kdy byla absence příslušné výpočetní techniky, byly tyto oběhy jedinými použitelnými matematickými modely, které sloužily pro výpočty termodynamických procesů ve spalovacích motorech. Reálné termodynamické procesy mohou být popsány soustavami diferenciálních rovnic. Ovšem ani v nejjednodušším případě neexistuje pro tyto rovnice řešení v uzavřeném tvaru. Proto v úvahu přicházejí pouze numerické metody ve spojení s výpočetní technikou.

Matematické modely spalovacích motorů můžeme rozdělit:

1) Podle hloubky

- Počet souřadnic v prostoru, 0-D, 1-D, 2-D, 3-D
- V čase – vždy nestacionární

2) Podle šířky, tj. rozsah agregátu motoru:

- Válec
- Potrubí
- Turbodmychadlo, chladič plnicího vzduchu
- Zařízení pro tvorbu směsi ...

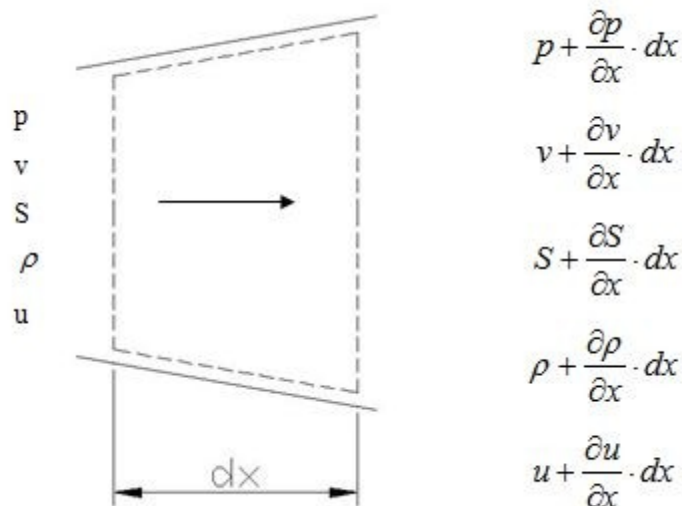
Podle přístupu k modelům je dále můžeme dělit na:

- Lagrangeovský přístup – vazba na látku
- Eulerovský (bilanční) přístup – vazba na materiální hranice dílů motoru

Modely lze také rozdělit na zónové a vícerozměrné. Pro 1-D modely je typický zónový přístup se zahrnutím setrvačných sil.

### 3.1 Zákony zachování hmoty, hybnosti a energie

Pro výpočet určí simulační software hodnoty stavových veličin a rychlosti proudění na základě zákona zachování hmoty. Stavové veličiny jsou určeny pro každý jednotlivý element potrubí a také pro každý elementární úhel natočení klikové hřídele. Vychází se z předpokladu, že skrze elementární část potrubí (tj. kontrolní objem), protéká proud stlačitelné kapaliny. Kontrolní objem je tvořen stěnami a plochami. Ty jsou kolmé na osu proudění. Jak lze vidět z obr. č. 3.1, průměr potrubí se mění. V obecné úvaze je rychlost proudění  $v$  nerovnoměrná, ovšem rozložení rychlosti v průřezu  $S$  se uvažuje konstantní.



Obr. č. 3.1 Kontrolní objem pro analýzu  
jednorozměrného proudění [4]

Legenda:  $p$ ...tlak kapaliny [Pa]  
 $v$ ...rychlost proudění [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]  
 $S$ ...kontrolní plocha [ $\text{m}^2$ ]  
 $\rho$ ...hustota kapaliny [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]  
 $u$ ...vnitřní energie kapaliny [J]

### Zákon zachování hmoty

Ze zákona o zachování hmoty plyne, že změna hmotností náplně ve válci je rovna součtu hmotností, které vstupují do systému válce nebo z něho vystupují kontrolní plochou, viz. obr. č. 3.1. Předpokladem je, že změna plochy po délce kontrolního objemu je malá, takže tok je v podstatě jednorozměrný. Proto můžeme zákon zachování hmoty vyjádřit vztahem: [12], [4]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot S \, dx) = \rho \cdot S \cdot v - \left[ \rho \cdot S \cdot v + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot S \cdot v) dx \right] \quad (3.1)$$

Pro názornost zde uvedu i jeho úpravu na obecně známý a používaný tvar.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot S \, dx) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot S \cdot v) dx = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot S) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot S \cdot v) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot S) + S \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot v) + \rho \cdot v \frac{\partial}{\partial x}(S) = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot v) + \frac{\rho \cdot v}{S} \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \quad \text{kde člen } \frac{\partial S}{\partial x} \text{ můžeme nahradit } \frac{dS}{dx}$$

za předpokladu  $S = S(x) = \frac{dS}{dx}$ , následně získáme vztah:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot v) + \frac{\rho \cdot v}{S} \frac{dS}{dx} = 0 \quad (3.2)$$

Zákon zachování hmoty se aplikuje např. na průtok ventily. [4]

### Zákon zachování hybnosti

Je použitelný pro minimálně 1-D modely, pokud se mají respektovat setrvačné síly uvnitř systému. Změna hybnosti je charakterizována impulsem síly. Ty rozlišujeme na tlakové a třecí síly. [4]

$$\text{Tlaková síla je dána vztahem: } F_p = -S \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (3.3)$$

$$\text{Třecí síly: } F_\tau = -\tau_w \cdot \pi \cdot D dx = -\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_f \cdot \pi \cdot D dx \quad (3.4)$$

Kde:  $C_f$ ...součinitel tření

$D$ ...ekvivalentní průměr

Po aplikaci vztahu pro tlakovou sílu, třecí sílu, zákonu zachování hmoty a příslušných úpravách dostaneme výsledný vztah pro zákon zachování hybnosti: [4]

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + 2 \cdot C_f \cdot \frac{v^2}{D} = 0 \quad (3.5)$$

### Zákon zachování energie

Z pohledu energetického hlediska je patrné, že změna energie systému může nastat pouze tokem přes kontrolní plochu. S okolím může výměna energie probíhat ve formě práce, jako energie obsažená v dodaném palivu, jako tepelný tok stěnami spalovacího prostoru válce a při výměně náplně jako tok entalpie. Celkovou entalpii můžeme zapsat následovně: [12], [4]

$$h_0 = h + \frac{v^2}{2} = u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}, \text{ kde } u \dots \text{vnitřní energie kapaliny} \quad (3.6)$$

Pro výpočet tepelného toku lze použít následující vztah:

$$\partial \dot{Q}_w = \dot{q} \cdot \rho \cdot S dx \quad (3.7)$$

Kde  $\dot{q}$  reprezentuje přenos tepla na jednotku hmotnosti kapaliny za jednotku času.



Po patřičných úpravách dostáváme obecnou rovnici pro zákon zachování energie pro 1-D proudění.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ (\rho \cdot S \, dx) \cdot \left( u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\rho \cdot v \cdot S) \cdot \left( u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) \right] dx - \dot{q} \cdot \rho \cdot S \, dx = 0 \quad (3.8)$$

Využitím rovnic pro zákon zachování hmoty a hybnosti a patřičnými úpravami lze rovnici upravit na tvar:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + v \frac{\partial u}{\partial x} = \dot{q} + 2 \cdot C_f \cdot \frac{v^3}{D} - \frac{p}{\rho \cdot S} \cdot \frac{\partial(vS)}{\partial x} \quad (3.9)$$

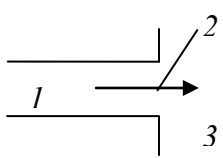
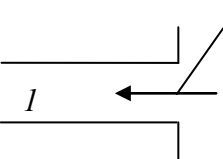
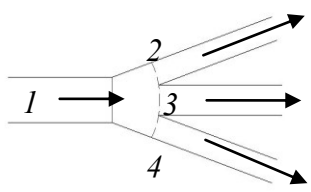
Vnitřní energii  $u$  můžeme nahradit součinem teploty  $T$  a měrnou tepelnou kapacitou za stálého objemu  $c_v$ . Za předpokladu, že  $\frac{R}{c_v} = \kappa - 1$ , můžeme rovnici upravit do finální podoby ( $R$ ...plynová konstanta,  $\kappa$ ...adiabatický exponent). [4]

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left( \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) - (\kappa - 1) \cdot \rho \cdot \left( \dot{q} + 2 \cdot C_f \cdot \frac{v^3}{D} \right) = 0 \quad (3.10)$$

Rychlost zvuku  $a$  pro ideální plyn lze vypočítat ze vztahu: [4]

$$a^2 = \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right) = \kappa \frac{p}{\rho} \quad (3.11)$$

Tab. č. 3.1 Okrajové podmínky pro nestacionární jednorozměrnou analýzu proudění

Konce potrubí			
výstup	hmota	$\rho_1 \cdot v_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot S_2$	
	energie	$c_p \cdot T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p \cdot T_2 + \frac{v_2^2}{2}$	
	izobarická	$p_2 = p_3$	
vstup	hmota	$\rho_1 \cdot v_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot S_2$	
	energie	$c_p \cdot T_3 = c_p \cdot T_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p \cdot T_2 + \frac{v_2^2}{2}$	
	izoentropická	$\frac{p_2}{\rho_2^\kappa} = \frac{p_3}{\rho_3^\kappa}$	
Křížení potrubí			
	hmota	$V \frac{\partial p}{\partial t} = \sum_i \rho_i \cdot v_i \cdot S_i$	
	energie	$\rho \cdot V \frac{\partial u}{\partial t} = \sum_i (\rho_i \cdot v_i \cdot S_i) \cdot \left( c_p \cdot T_i + \frac{v_i^2}{2} \right)$	
	tlak	$p_1 - \Delta p_1 = p_2 + \Delta p_2 = p_3 + \Delta p_3$ $\frac{\Delta p_i}{p_i} = C_i \cdot \left( \frac{v_i}{a_i} \right)^2$	

### 3.2 Termodynamický model reálného oběhu PSM

Cílem při termodynamických výpočtech pracovních oběhů reálných PSM je určit změny stavových veličin, tj. tlaku, teploty, objemu a hmotnosti náplně ve válci, v průběhu pracovního cyklu. Dále je cílem určit výměnu práce a tepla mezi systémem a okolím. Po určení těchto veličin jsme schopni z nich schopni odvodit další veličiny, jako např. střední indikovaný tlak, indikovanou účinnost atd. [12], [4]

Vzájemný vztah mezi energetickými a stavovými veličinami je určen zákony zachování hmoty a energie (viz. kap. 3.1) a stavovou rovnicí. V našem případě lze vycházet ze stavové rovnice pro ideální typy. Diferenciální tvar je dán vztahem: [12]

$$d(pV) = d(mRT) \quad (3.12)$$

Kde:      p...tlak plynu [Pa]  
            V...objem plynu [m<sup>3</sup>]  
            m...hmotnost plynu [kg]  
            R...plynová konstanta [J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]  
            T...teplota plynu [K]

Tyto rovnice tvoří systém tří lineárních diferenciálních rovnic. Dále zde vstupují další rovnice pro objem, tepelné toky, entalpické toky a od hoření paliva. Předpokladem řešitelnosti úlohy je, aby uvedené závislosti v systému diferenciálních rovnic vystupovaly jako známé funkce. Řešení nelze určit v uzavřeném tvaru, proto se využívá numerických metod. Pro numerické metody řešení problémů v termodynamice se osvědčily metody Runge – Kutta, případně jejich různé modifikace. [12]

**Metoda Runge – Kutta**

Jelikož cílem mé práce není podrobně se zabývat popisem jednotlivých numerických metod, uvedu zde pouze základní náhled na tuto metodu.

Jedná se o nepoužívanější metodu pro numerické řešení diferenciálních rovnic. Vyznačuje se čtvrtým řádem přesnosti a v každém kroku probíhá výpočet čtyř pomocných veličin. Algoritmus pro krok  $i+1$  je lze zapsat následovně (známé hodnoty jsou  $x_i$ ,  $y_i$ ,  $f(x_i, y_i)$ ,  $h$ ): [8]

$$\begin{aligned}k_1 &= h \cdot f(x_i, y_i) \\k_2 &= h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}\right) \\k_3 &= h \cdot f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{k_2}{2}\right) \\k_4 &= h \cdot f(x_i + h, y_i + k_3) \\x_{n+1} &= x_n + h \\y_{n+1} &= y_n + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)\end{aligned}\tag{3.13}$$

### 3.3 Termodynamický model průběhu hoření

Základem pro přeměnu energie v motoru je teplo. To vzniká během hoření paliva ve válci motoru. Indikovaná účinnost, výkon motoru a jiné parametry nejsou ovšem dány pouze množstvím uvolněného tepla hořením. Podstatně závisejí na průběhu hoření, jinými slovy závisí na rozdělení uvolněného tepla v průběhu procesu hoření. Množství vzniklého tepla je dáno výhřevností paliva  $H_u$  a jeho množstvím, které shoří v určitém časovém intervalu. To lze zapsat pomocí následující rovnice: [12]

$$dQ_B = H_u dm_B \quad (3.14)$$

Kde:  $H_u$ ...výhřevnost paliva [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$m_B$ ...hmotnost paliva [kg]

Značný vliv na průběh hoření mají vlastnosti paliva, způsob tvorby směsi, tlak a teplota ve válci motoru.

#### Wiebeho funkce

Rovnice odvozená poloempirickým způsobem Wiebem je výchozím vztahem pro výpočet průběhu hoření. Nejčastěji se vyskytuje ve tvaru: [12]

$$x = 1 - e^{-a \cdot y^{m+1}} \quad (3.15)$$

$$y = \left( \frac{\varphi}{\varphi_B} \right)$$

Kde:  $a$ ...koeficient Wiebeho funkce (podíl nespáleného paliva)

$m$ ... koeficient Wiebeho funkce (charakterizuje průběh hoření)

$\varphi$ ...aktuální úhel (od počátku hoření)

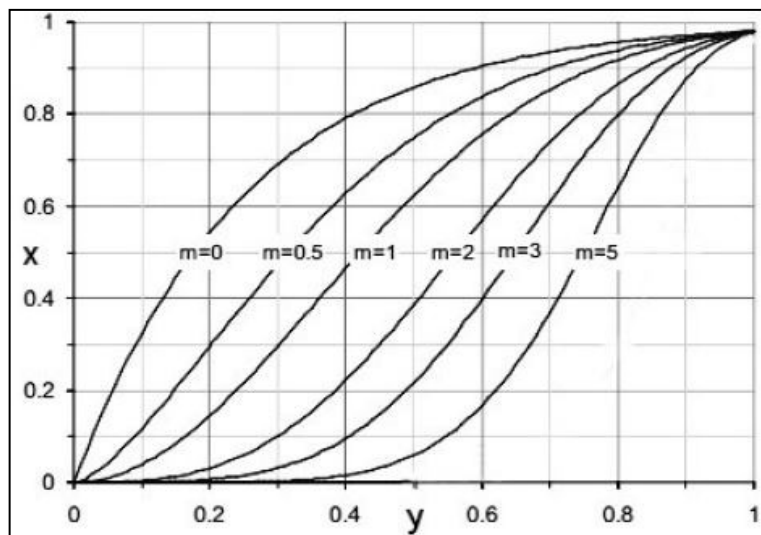
$\varphi_B$ ...celkový úhel hoření (0 – 100 % spálené směsi)

Podíl nespáleného paliva ve válci lze vypočíst podle vztahu: [12]

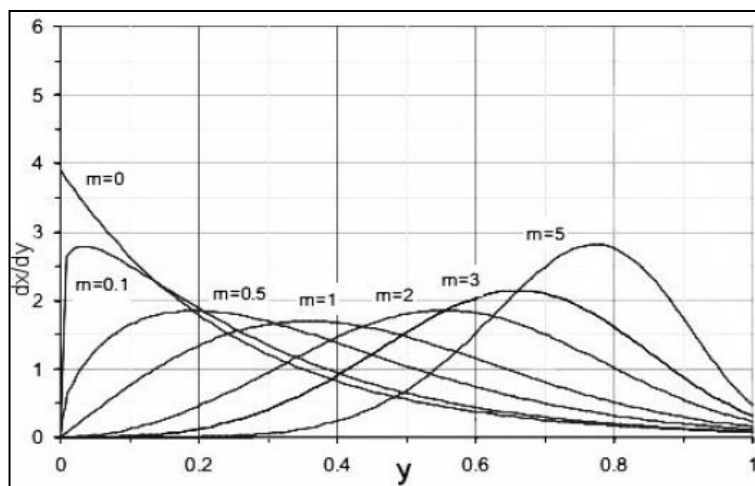
$$a = -\ln \cdot (1 - \eta_{ch}) \quad (3.16)$$

Kde:  $\eta_{ch}$ ...chemická účinnost

Na obrázku č. 3.2 je zobrazena bezrozměrná funkce prohořívání paliva pro různé parametry  $m$ . Wiebe tento koeficient označil jako parametr charakteristiky hoření, neboť určuje tvar průběhu hoření. Na obr. č. 3.3 je znázorněn spálený podíl paliva z celkového množství na časovém podílu z celkové doby hoření paliva ve válci motoru. [12]



Obr. č. 3.2 Průběh Wiebeho funkce pro různé koeficienty  $m$  [12]



Obr. č. 3.3 Průběh hoření podle Wiebeho pro různé koeficienty  $m$  [12]

### 3.4 Termodynamický model přestupu tepla ve válci

Při práci spalovacího motoru dochází k přestupu tepla mezi plynem ve válci a stěnami pracovního prostoru. Tepelné toky, které vznikají v průběhu procesu, jsou časově i místně proměnné. Obecně lze říci, že při nízkých teplotách plynu ve válci motoru bude plyn ohříván stěnami pracovního prostoru. Naopak při vyšších teplotách plynu bude teplo přestupovat z plynu do stěn válce. Je evidentní, že zde budou energetické ztráty a zhorší se celková účinnost procesu.

Pro výpočty pracovních oběhů je žádoucí, aby vztahy vyjadřující tepelné toky byly vyjádřeny pokud možno analyticky. Sdílení tepla je tak možno popsat Newtonovým vztahem. [12]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_w - T) \quad (3.17)$$

Kde:  $\alpha$ ...součinitel přestupu tepla [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$S$ ...okamžitá plocha pracovního prostoru (závislá na poloze pístu) [ $\text{m}^2$ ]

$T$ ...teplota plynu [K]

$T_w$ ...teplota stěn [K]

Je třeba rozlišovat mezi ztrátami, jež vznikly výměnou tepla mezi plynem a stěnami pracovního prostoru válce a ztrátami prostupem tepla stěnami válce. Pro stanovení tepelných toků stěnami válce je nutné znát hodnoty součinitelů přestupu tepla. Pak jsme schopni stanovit tepelná namáhání součástí.

Součinitel přestupu tepla je výrazně závislý na vytvořené mezní vrstvě proudění ve válci. Je patrné, že v různých místech pracovního prostoru nabývá v daném okamžiku jiných hodnot. Vztahy pro přestup tepla ve válci spalovacího motoru musejí zahrnovat veškeré podstatné vlivy. Z toho plyne, že je můžeme stanovit pouze experimentální cestou. [12]

Cestou experimentu se dal i Woschni a sestavil vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla. [12]

$$\alpha = 0,013 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \left[ C_1 \cdot c_m + C_2 \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} (p - p_0) \right]^{0,8} \quad (3.18)$$

Kde:  $V_z$ ...zdvihový objem válce [ $\text{m}^3$ ]

$T_1$ ...teplota plynu v pracovním prostoru na začátku komprese [K]

$p_1$ ...tlak plynu v pracovním prostoru na začátku komprese [Pa]

$V_1$ ...objem plynu v pracovním prostoru na začátku komprese [ $\text{m}^3$ ]

Pro konstanty platí:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m} \quad \text{při kompresi a expanzi}$$

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{c_u}{c_m} \quad \text{při výměně náplně ve válci}$$

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \quad \text{pro motory s přímým vstřikem paliva}$$

$$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3} \quad \text{pro motory s děleným spalovacím prostorem}$$

Poměr  $\frac{c_u}{c_m}$  reprezentuje vliv vstupního víru a je nutné ho znát pro konkrétní typ motoru. Člen  $p-p_0$  vyjadřuje zvýšení tlaku ve válci z důvodu hoření vzhledem k hodnotě tlaku odpovídající samotné kompresi.

Uvedený vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla ve válci spalovacího motoru dle Woschniho dává v porovnání s jinými vztahy velmi kvalitní výsledky. Proto je jeho využití v dnešní době velmi hojné. [12]



## 4 Metodika tvorby a kalibrace simulačního modelu motoru

Při vývoji motorů se čím dál tím více uplatňují 1-D (CFD) simulace proudění. Díky tomu je možné značně snížit nejenom náklady související s experimenty a testováním, ale také čas související s analytickými výpočty. Jelikož většinu experimentů lze simulovat, jsou tyto simulace stále častěji používány pro výpočty charakteristik spalovacího motoru a optimalizace geometrie jak sacího, tak výfukového traktu.

Při 1-D simulacích se nejčastěji využívají programy Ricardo Wave a GT-Power. Třetí možností je pak Lotus Engine Simulation, jehož verze pro simulaci jednoválcových motorů je dostupná zdarma. Proto je velmi rozšířen na univerzitách.

### 4.1 Teorie tvorby modelu motoru

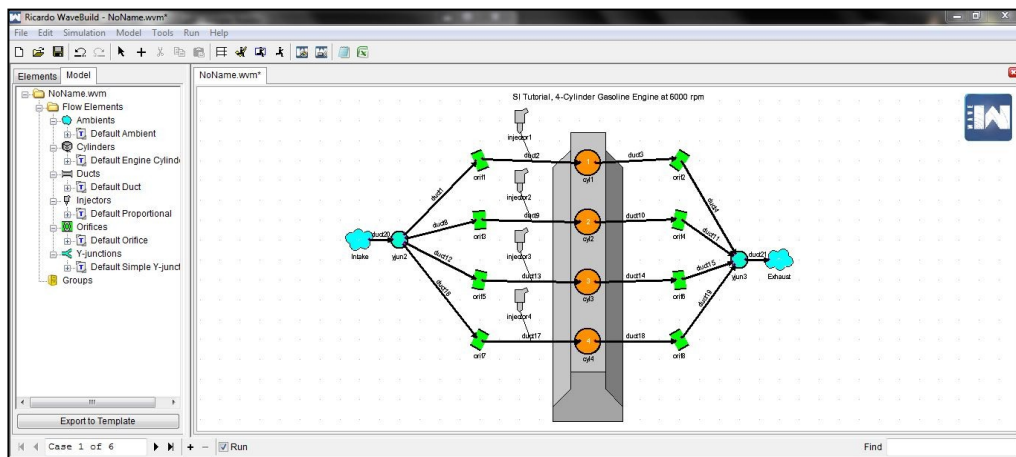
V mé práci budu využívat program Ricardo Wave ver. 8. Tento program nenachází uplatnění pouze při simulaci spalovacích motorů, ale také např. při analýze dynamiky tlakových vln, ztrát energie v potrubí aj. Základním úkolem výpočtového kódu programu Wave je provádět analýzu proudění v síti, jež se skládá z potrubí, propojovacích členů a také větvících členů. Tuto síť je dle potřeby možno doplnit o další prvky, jako např. válec motoru či turbodmychadlo. Program Ricardo Wave se skládá z několika částí. Jedná se o *pre-processor*, kde se tvoří model. Další částí je výpočetní část (*solver*) a poslední částí je *post-processor*, kde se analyzují získané simulační výsledky. [15]

#### Pre-processor

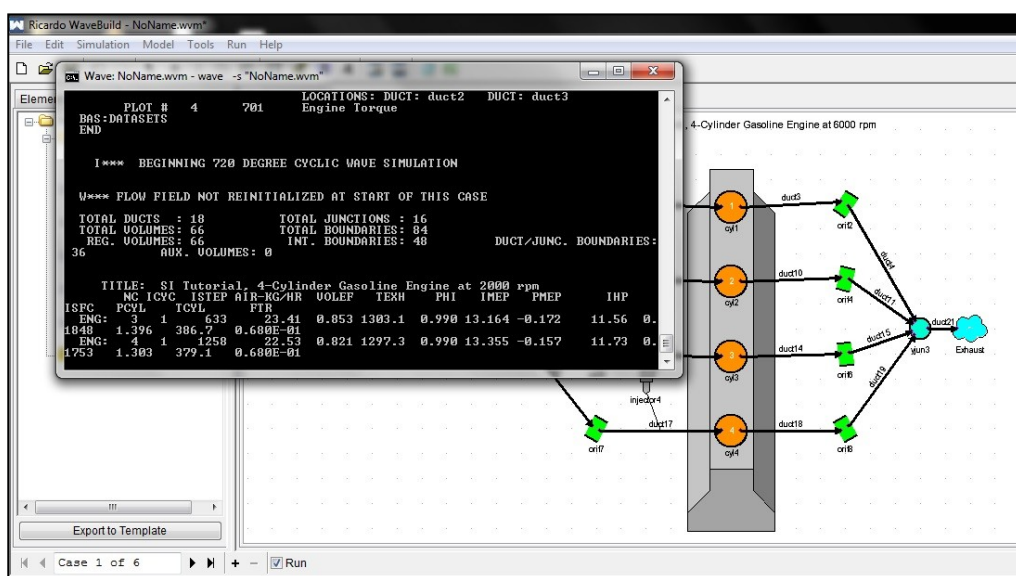
Pre-processor je zde zastoupen prostředím Wave Build (viz. obr. č. 4.1). Zde se tvoří modelovaný objekt pomocí jednotlivých prvků. Ty jsou umístěny v nabídce prvků na levé straně programu. Každému prvku lze přiřadit množství parametrů, které lze dále upravovat. Tyto parametry odpovídají skutečným údajům. V pravé části obrázku je zobrazena vizuální podoba simulačního modelu motoru.

## Solver

Jakmile vytvoříme a nadefinujeme parametry modelovaného motoru, můžeme přistoupit k výpočtům. Ty zajišťuje řešící algoritmus, označován *solver*. Průběh výpočtu se zobrazuje v okně typu DOS. V případě výskytu chyby v modelu je řešitel upozorněn a simulace je zastavena. Ukázka průběhu simulace je na obr. č. 4.2.



Obr. č. 4.1 Prostředí Wave Build [autor]



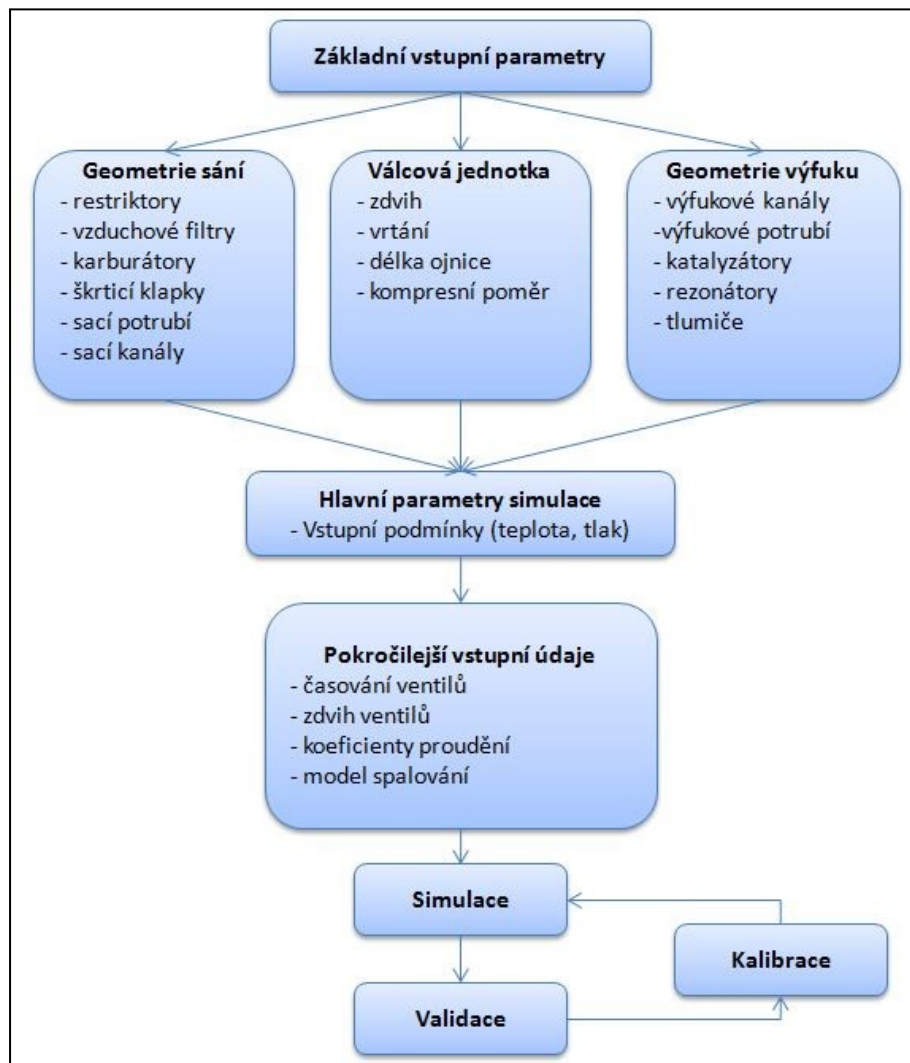
Obr. č. 4.2 Ukázka průběhu simulace [autor]

## Post-processor

Po úspěšném ukončení simulace se vytvoří výstupní soubor, který obsahuje veškerá potřebná data k vyhodnocení simulace. Data jsou následně načtena do prostředí WavePost. Zde dochází k interpretaci výsledků. Pomocí tohoto prostředí můžeme zobrazit otáčkové charakteristiky, tlakové mapy a různé animované grafy.

#### 4.1.1 Nastavení základních parametrů motoru

V prvním kroku je nutné zadat základní vstupní údaje. Sem patří soustava používaných jednotek, ve kterých budou zadávány jednotlivé parametry, délka simulace a typ paliva. V dalším kroku definujeme základní geometrii potrubí, tj. délky, průměry, přestupy tepla a ztráty vzniklé třením. Nastavení válcové jednotky již obsahuje o poznání více parametrů. Patří sem základní geometrie, provozní parametry, přestupy tepla, parametry hoření a další. Parametry můžeme získat měřením na daném motoru, příp. z motorů obdobné konstrukce. Při tvorbě modelu je velmi důležité dbát na dodržování směrové konvence. Potrubí tedy tvoříme z levé strany a postupujeme doprava ve směru proudících plynů. Postup procedury základního nastavení modelu je zobrazen pomocí jednoduchého diagramu na obr. č. 4.3.



Obr. č. 4.3 Zjednodušený diagram procedury nastavení a definice modelu [3]

Při tvorbě modelu používáme následující základní prvky:

- *Prostředí* (ambient) – nahrazují okolní prostředí a napojují se na počátek a konec modelu. Nastavuje se atmosférický tlak a okolní teplota.
- *Potrubí* (duct) – nastavují se parametry jako délka, průměr a ztráty třením proudícího vzduchu v potrubí.
- *Přechod* (orifice) – zajišťuje přímé spojení dvou potrubí. Průměr spoje je definován automaticky a zohledňuje také změnu průměru potrubí, pokud nastane.
- *Křížové spojení* (Y-junctions) – zde dochází ke spojení více potrubí o různé geometrii. Každé potrubí je definováno pomocí 3-D souřadnic. Další využití křížového spojení je v nahrazení např. vzduchových filtrů, které nelze vytvořit pomocí prvků z nabídky.
- *Škrticí klapka* (throttle valve) – nastavuje se úhel natočení a průměr osy klapky.
- *Vstřikovače* (injectors) – na výběr je více typů, které volíme dle potřeby. Nastavuje se směšovací poměr a umístění vstřikovače od levého okraje potrubí.
- *Válec motoru* (engine cylinder) – modeluje uzavřený spalovací prostor motoru. Parametry se nastavují dle skutečného motoru. Pomocí tohoto prvku můžeme modelovat jak dvoudobé, tak čtyřdobé motory, případně 6, 8 a víceválcové motory.
- *Tlumič* (silence) – modeluje tlumič modelovaného motoru. Navrhujeme ho pomocí grafického editoru, kde se zadává např. délka vstupních a výstupních potrubí, počet děr v potrubí a jejich průměr, teplotní parametry a další.

Dále je potřeba nastavit koeficienty proudění směsi v kanálech hlavy, zdvihy sacích a výfukových ventilů a samozřejmě jejich časování. Výsledkem výpočtu pracovních cyklů reálných PSM je určení změny stavových veličin během pracovního cyklu motoru. Mezi stavové veličiny patří teplota, tlak, objem a hmotnost náplně válce. Z těchto údajů následně vycházejí výpočty důležitých veličin, jako např. středního indikovaného tlaku či mechanické účinnosti. Program Ricardo Wave používá výpočty, které vycházejí ze stavové rovnice a zákona zachování hmoty a energie (viz. kap. 3.1 a 3.2).

#### 4.1.2 Termodynamický model hoření a jeho aplikace

Vložení modelu hoření do komplexního matematického modelu dokážeme snížit náklady a čas na vývoj spalovacího motoru. Zatím neexistují obecně platné matematicko-fyzikální vztahy, které by umožnily stanovit průběh hoření s dostatečnou přesností na základě konstrukčních a provozních parametrů motoru. Proto se stále používá zjednodušených modelů hoření. Výchozím vztahem je rovnice odvozená Wiebem (viz. kap. č. 3.3, rovnice 3.15 a 3.16). Termodynamický model hoření je již podrobněji popsán v kapitole č. 3.3.

##### Doba hoření

Dobu hoření zásadně ovlivňuje použitý typ paliva. Do modelu se zadává počátek a konec hoření, ovšem tyto hodnoty se u zážehových motorů velmi obtížně měří. Z toho důvodu se používá úhel natočení klikové hřídele v rozmezí 10 až 90 % shořené směsi. Hodnotu potřebnou do modelu můžeme vypočítat dle následujícího vztahu.

$$10 - 90\%[\circ] = 20 \cdot \left( \frac{d}{z} \right) + 0,6 \cdot \left( \frac{n \cdot z}{30} - 11 \right) \quad (4.1)$$

kde: d...vrtání válce [m]

z...zdvih [m]

n...otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]

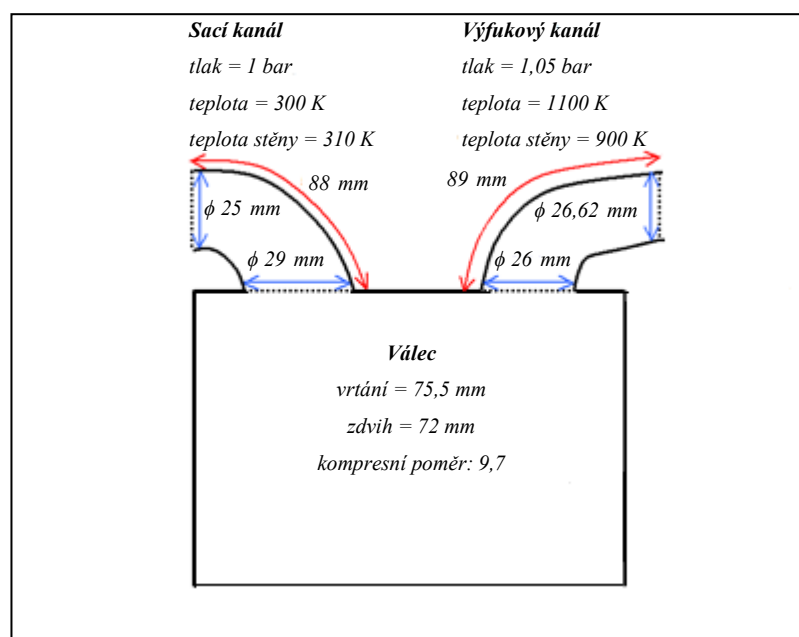
Časování zážehu je také závislé na typu paliva a je velmi obtížně měřitelné. Proto se v praxi využívá hodnota úhlu natočení klikové hřídele, kdy je spáleno 50 % směsi paliva a vzduchu. Obvyklá hodnota u zážehových motorů je  $10^\circ$  natočení klikové hřídele za HÚ. [3]

## 4.2 Tvorba modelu motoru Škoda Favorit

V prvním kroku modelování je nutné zadat název modelu a definovat atmosférické podmínky, tj. teplotu nasávaného vzduchu 25°C (298 K) a tlak suchého vzduchu 99 kPa. Dále musíme stanovit počet simulačních cyklů. Jelikož dopředu neznáme počet cyklů, kdy bude naše simulace konvergovat, volíme proto obvykle hodnotu pro zážehové motory, tj. 30 cyklů. Pokud počet cyklů pro získání výsledků bude menší, simulace bude automaticky ukončena. Na závěr zvolíme vhodné palivo, které vybereme z předem definovaných paliv v modelu. Jelikož se v našem případě jedná o zážehový motor, volíme jako palivo benzin. Teď již můžeme přistoupit k samotné tvorbě modelu, která probíhá v grafické části programu Ricardo Wave.

### 4.2.1 Tvorba a definice válce a hlavy válce

V první řadě bylo zapotřebí vytvořit válec a hlavu válců, která je tvořena sacími a výfukovými kanály. Válcová jednotka je modelována pomocí prvku engine cylinder a sací a výfukové kanály pomocí prvku duct (potrubí). Parametry válce, sacích a výfukových kanálů byly nastaveny dle obr. č. 4.4. Parametry se nastavují pro každý element jednotlivě. Po nadefinování jednotlivých válcových jednotek můžeme vytvořit blok. Ten slouží k pomyslnému svázání jednotlivých válců a umožní nám nastavit další parametry hromadně.



Obr. č. 4.4 Schéma se základními parametry

#### 4.2.2 Tvorba a definice sání a výfuku

K nastavení geometrických parametrů sacích a výfukových kanálů a sacího a výfukového potrubí bylo nutné jednotlivé hodnoty přesně naměřit. U sacích a výfukových kanálů to ovšem nebylo k jejich tvaru a umístění možné. Proto jsem zhotovil jejich modely. K vyplnění kanálů byla použita speciální pryskyřice ESSIL 125 společně s katalyzátorem na vytvrzení. Fotodokumentace je uvedena v příloze B. Fotografie získávání geometrických parametrů sání a výfuku je v příloze A.

Pro jednotlivé prvky potrubí je nutné nastavit jejich délky a průměry na obou koncích. Tím definujeme tvar, který je schematicky zobrazen v grafickém poli. Dalším důležitým parametrem je diskretizační délka potrubí. Ta rozděluje potrubí na jednotlivé dílčí elementy, které jsou následně řešeny samostatně. Výsledkem je přesnější výpočet. [15]

Diskretizační délka se vypočítává z empirických vzorců dle programu Ricardo Wave. Ty vyjadřují následující vztah mezi diskretizační délkou  $dx$  a vrtáním válce motoru  $B$ .

Pro sání platí:

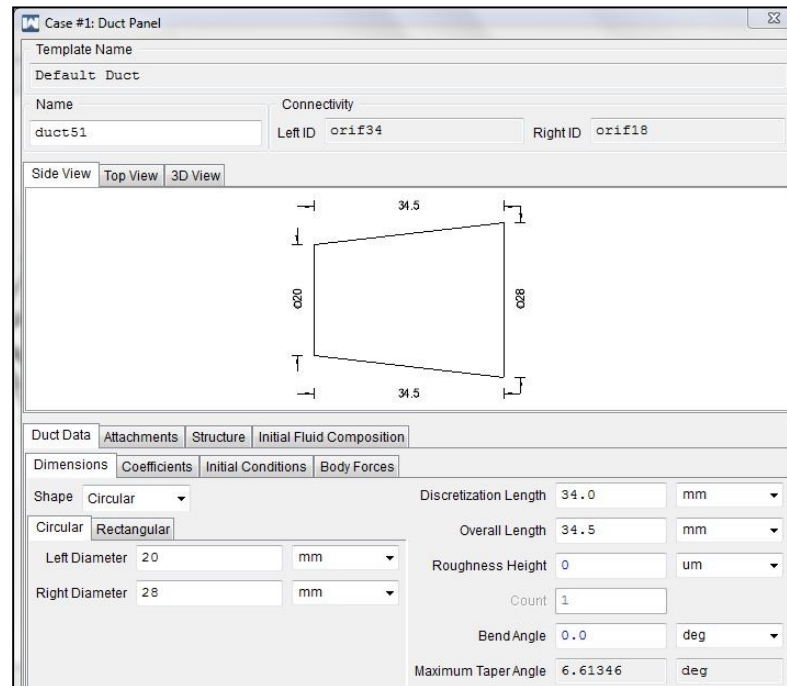
$$dx = 0,45 \cdot B = 0,45 \cdot 75,5 = 33,975 \longrightarrow 34 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Pro výfuk platí:

$$dx = 0,55 \cdot B = 0,55 \cdot 75,5 = 41,525 \longrightarrow 42 \text{ mm} \quad (4.3)$$

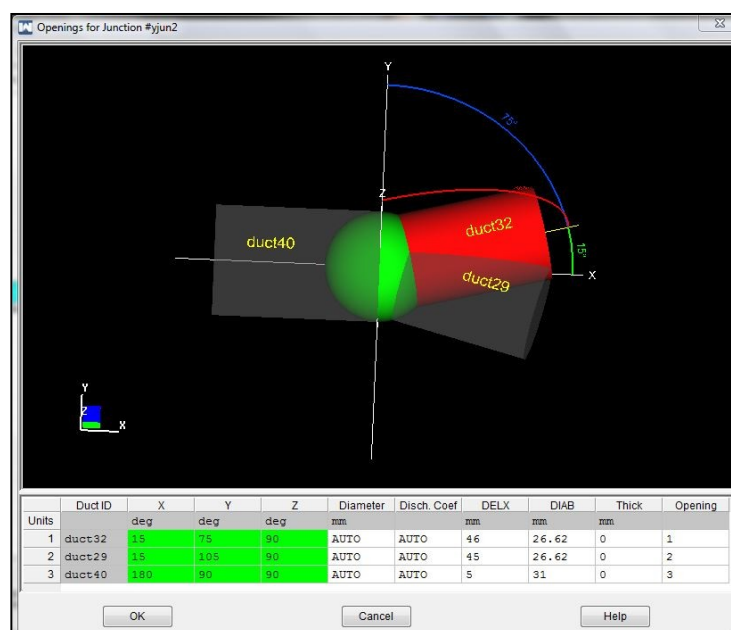
Mezi další parametry, které můžeme nastavit, patří koeficienty tření a přestupů tepla (viz. obr. č. 4.5). Také můžeme vybírat tvar potrubí, konkrétně kruhový nebo obdélníkový a můžeme nastavit úhel ohybu potrubí. Nakonec se nastavují okrajové podmínky, tj. teplota nasávaného vzduchu, teplota stěn potrubí a tlak. V záložce 3D View si můžeme vymodelované potrubí zobrazit v zjednodušeném 3D náhledu.

Jelikož výfukové kanály a část výfukového potrubí mají oválný průřez, použil jsem přepočít na ekvivalentní kruhový průřez o stejné ploše.



Obr. č. 4.5 Nastavování parametrů potrubí [autor]

Z fotografií sání a výfukového potrubí z přílohy A je zřejmé, že jednotlivé větve se postupně sjednocují do společného potrubí o větším průměru. Pro tento případ slouží prvek křížení (Y-junction). Zde je nutné nastavit některé parametry podobně jako u potrubí. Místo styku je ovšem nahrazeno pomyslným kulovým objemem, který vytvoříme zadáním požadovaného průměru. Dále je nutné nastavit vzdálenosti mezi jednotlivými spojeními a také orientaci jednotlivých dílčích potrubí v prostoru pomocí souřadnic (obr. č. 4.6).



Obr. č. 4.6 Definování prvku křížení potrubí [autor]



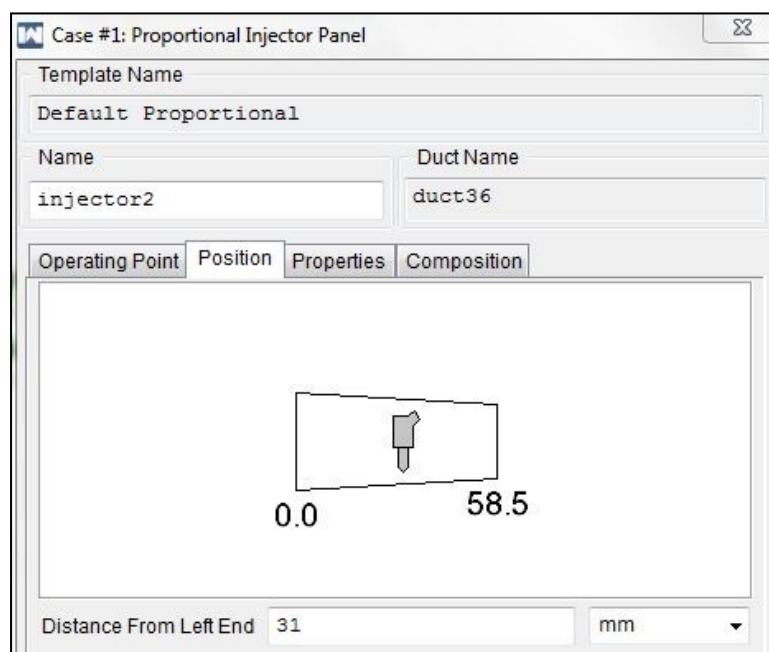
### 4.2.3 Definování a tvorba karburátoru

V programu Ricardo Wave, konkrétně v části Wave build, není samostatný element tvořící karburátor. Proto je nutné ho sestavit pomocí jednotlivých elementů. Zde se vyskytují prvky reprezentující potrubí (ducts), vstřikovače paliva (injectors) a škrticí klapky (throttle valve). Pro tvorbu karburátoru se doporučuje použít prvek proporcionál injektor. [15]

#### Proporcionál injektor

Tento typ vstřikovače vstřikuje palivo kontinuálně do prvku, do kterého je napojen. Palivo je uvolňováno v závislosti na množství vzduchu, které proudí potrubím. Směšovací poměr (air-flow ratio) je nastaven pevně. Ovšem pokud je to žádoucí, můžeme do poměru vzduch/palivo zasahovat. V tom případě označíme směšovací poměr jako proměnnou (označení např.  $\{1/A\_F\}$ ), kterou dále nadefinujeme v tabulce konstant (constants table).

Po umístění prvku do modelu ho připojíme k požadovanému potrubí a dvojklikem se dostaneme na zadávání parametrů. Jako první zadáme poměr vzduch/palivo, jako doporučená hodnota se uvádí poměr 14,7:1. Tento poměr reprezentuje poměr, který je známý pod označením  $\lambda = 1$ , tzn. jedná se o stechiometrickou směs. Dále zadáme přesnou polohu, která se zadává v mm od levého okraje potrubí, v našem případě tedy 31 mm. V další záložce se nastavuje teplota směsi paliva se vzduchem, úhel vstřiku paliva a další parametry.



Obr. č. 4.7 Definování vstřikovače [autor]

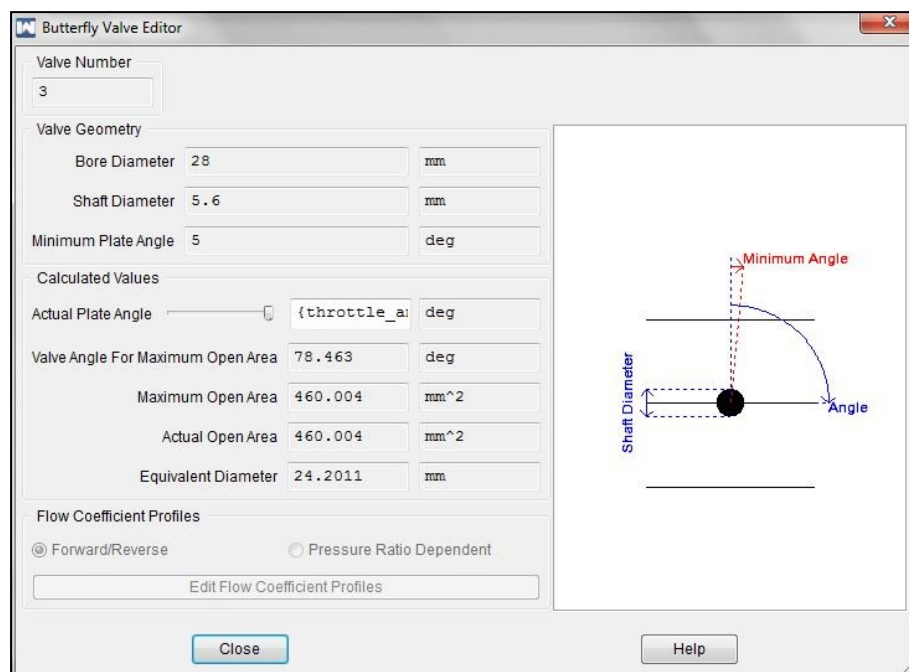
### Throttle valve

Po umístění do modelu nastavujeme několik parametrů. Ty ovlivňují průtok potrubím. K ovládání pohybu škrticí klapky je nutné nadefinovat novou proměnnou {throttle\_angle}. Jelikož v tomto případě se jedná o charakteristiku měřenou při plném otevření škrticí klapky, je nastavena na maximální průtok, tj. 90°. Ovšem průtok potrubím skrz škrticí klapku je ovlivňován průměrem osičky, na které je klapka umístěna. Proto zadáváme i tento rozměr. Dále je nutné definovat minimální úhel natočení škrticí klapky.

Jelikož modelovaný motor disponuje dvojstupňovým karburátorem, je nutné definovat každý stupeň zvlášť. Jednotlivé parametry byly zjištěny měřením, případně z odborné literatury.

Tab. č. 4.1 Parametry karburátoru Pierburg 2E3 [autor]

	I. stupeň	II. stupeň
<b>Průměr klapky [mm]</b>	28	30
<b>Průměr osičky [mm]</b>	5,6	5,8
<b>Minimální úhel natočení klapky [°]</b>	5	2



Obr. č. 4.8 Definování škrticí klapky [autor]

V posledním kroku při tvorbě karburátoru bylo nutné vytvořit komoru vzduchového filtru. Pro tento případ lze použít prvek Y-junction, který reprezentuje skutečný objem zadaný pomocí průměru. V úplném závěru se vytvořené sání napojí na prvek ambient, který reprezentuje okolí motoru. V něm se definuje okolní teplota nasávaného vzduchu a tlak.

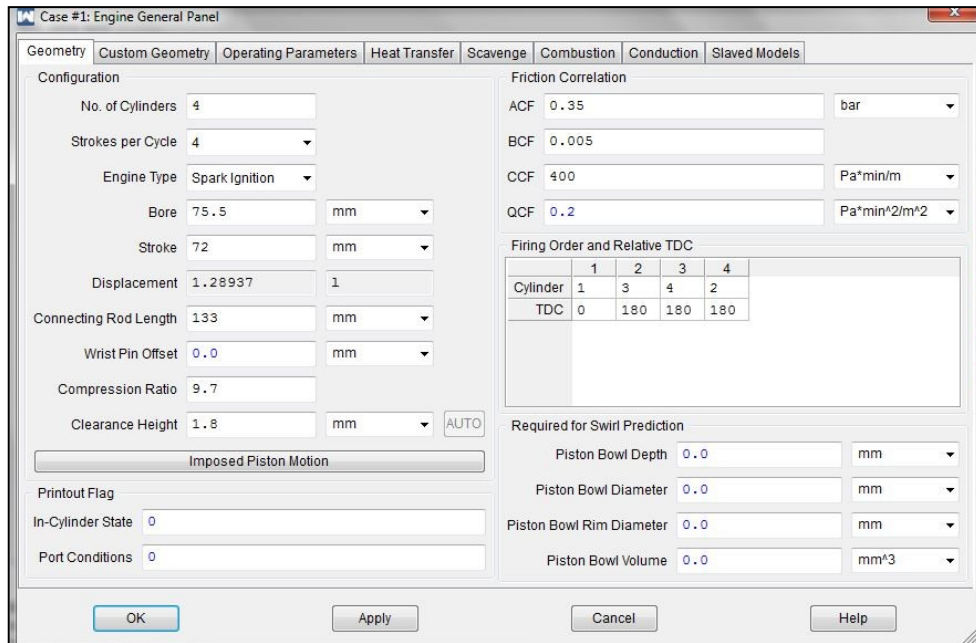
#### 4.2.4 Definování hlavních parametrů motoru

Jako první nadefinujeme základní parametry, které jsou uvedeny v tabulce č. 2.1. Poté definujeme operační parametry, což jsou otáčky motoru, referenční tlak a teplota. Referenční teplotu a tlak jsem volil s ohledem na předpis 80/1296 EHS. Pokud chceme zobrazit průběh točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách motoru, musíme otáčky definovat jako proměnnou. Proměnnou jsem označil dle programu Ricardo Wave jako {speed}. Ještě bylo nutné zadat jednotky [rpm], pak vytvořená proměnná reprezentuje otáčky motoru za minutu. Dále musíme nastavit rozmezí otáček a také krok. Rozmezí jsem volil od 1000 do 5500  $\text{min}^{-1}$ . Krok jsem nastavil po 250 otáčkách za minutu pro přesnější vykreslení grafických závislostí.



Constants Panel							
Constants Table							
Number of Cases		21		Import...	Export...	Display Profile...	
Status	Name	Units	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
1	A F		Run	Run	Run	Run	Run
2	speed	rpm	14.7	14.7	14.7	14.7	14.7
3	throttle_angle		90	90	90	90	90
+							

Obr. č. 4.9 Definování konstant v tabulce konstant [autor]



Obr. č. 4.10 Definování parametrů motoru [autor]

Po definování základních parametrů válcové jednotky musíme definovat velmi důležitou část modelu, tj. termodynamický model hoření. Model můžeme najít v záložce Combustion (spalování). V prvním kroku je nutné vybrat model hoření, v našem případě SI Wiebe. Abychom mohli vykreslit základní průběh Wiebeho funkce, musíme zadat tři hodnoty:

- okamžik, ve kterém je spáleno 50 % směsi paliva a vzduchu,
- dobu hoření,
- Wiebeho exponent.

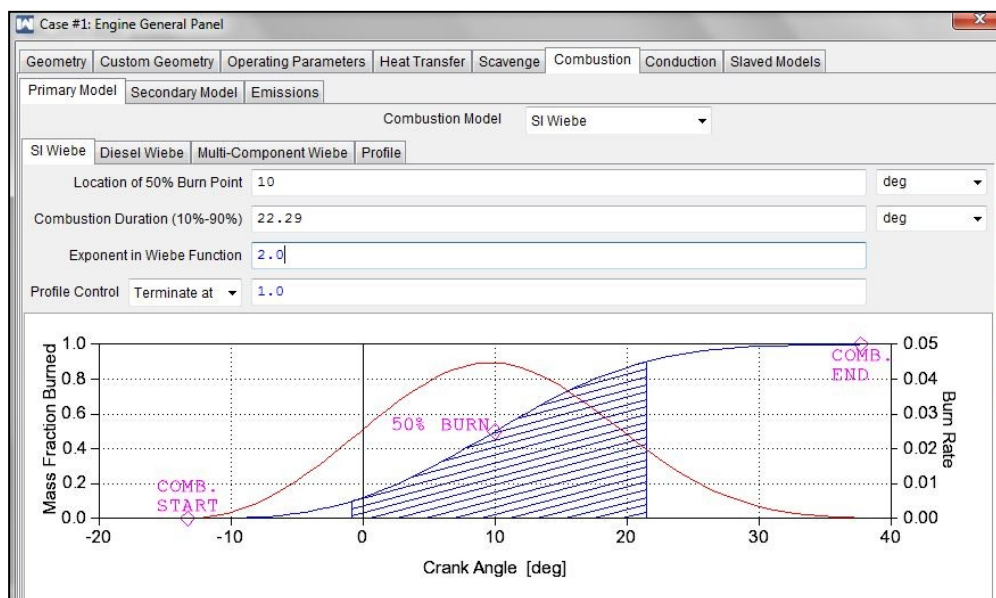
Okamžik, ve kterém je spáleno 50 % směsi volím 10° natočení klikové hřídele za HÚ, Wiebeho exponent volím  $m = 2$  dle tabulky č. 4.2.

Tab. č. 4.2 Experimentálně zjištěné koeficienty Wiebeho funkce pro různá paliva [12]

Palivo	Koeficient a	Koeficient m
Benzin	10	2
Nafta	6,9	0,5
Metan	5	1
Methylalkohol	10	2

Orientační doba hoření je vypočtena dle vztahu č. 4.1:

$$10 - 90^\circ[\text{°}] = 20 \cdot \left( \frac{0,075}{0,072} \right) + 0,6 \cdot \left( \frac{5500 \cdot 0,072}{30} - 11 \right) = 22,153^\circ$$



Obr. č. 4.11 Definování modelu hoření pomocí Wiebeho [autor]

Po dokončení definice válcové jednotky je nutné definovat parametry jednotlivých ventilů. Ty se přiřazují zvlášť pro každý válec. U modelovaného motoru je vždy jeden sací a jeden výfukový ventil na válec. V záložce Model/valves volím jako typ ventilu zdvihový, tedy lift. Dále každému ventilu přiřadíme jeho typ, tj. sací nebo výfukový.

Dále definujeme referenční průměr, což je vnitřní průměr sedla ventilu (sací 29 mm, výfukový 26 mm), zdvih ventilu a průtokový koeficient. Průtokový koeficient lze nastavit pomocí předdefinovaných hodnot pro různé typy kanálů, případně přesnějších hodnot lze dosáhnout praktickým měřením průtoku během experimentálního zkoušení. Další možností je využít 3D CFD simulace proudění. Tu lze ale provádět pouze v případě, kdy máme k dispozici přesné 3D modely sacích a výfukových kanálů.

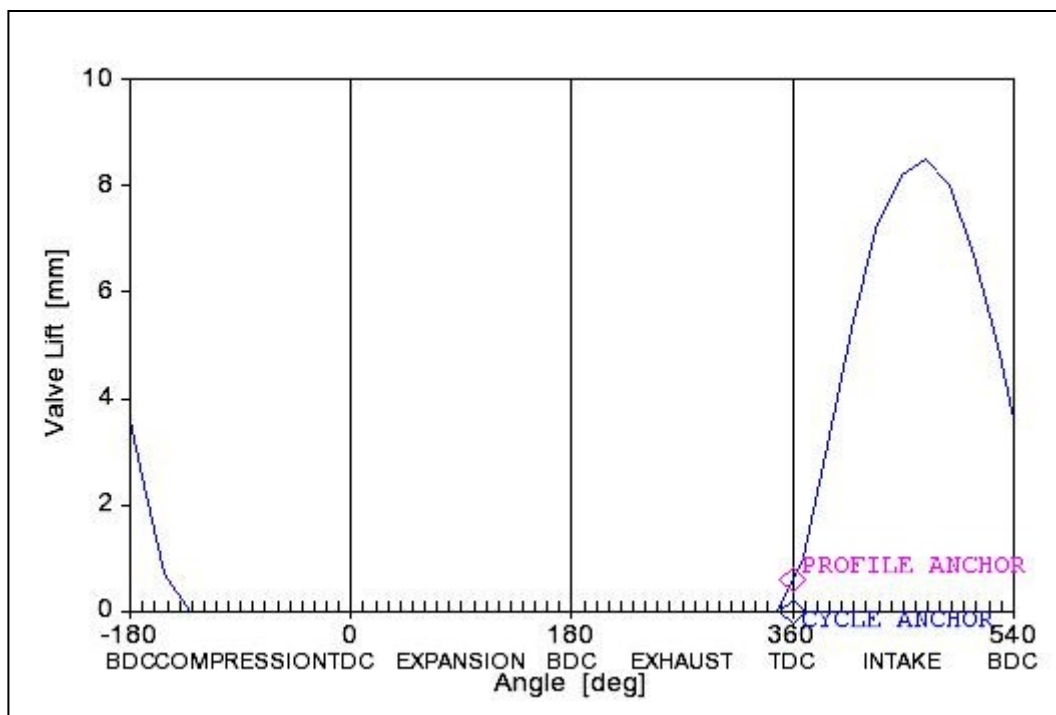
Časování ventilů motoru Škoda Favorit typ 761.136 (při ventilové vůli 0,45 mm):

Sací ventil otevřen 12° před HÚ

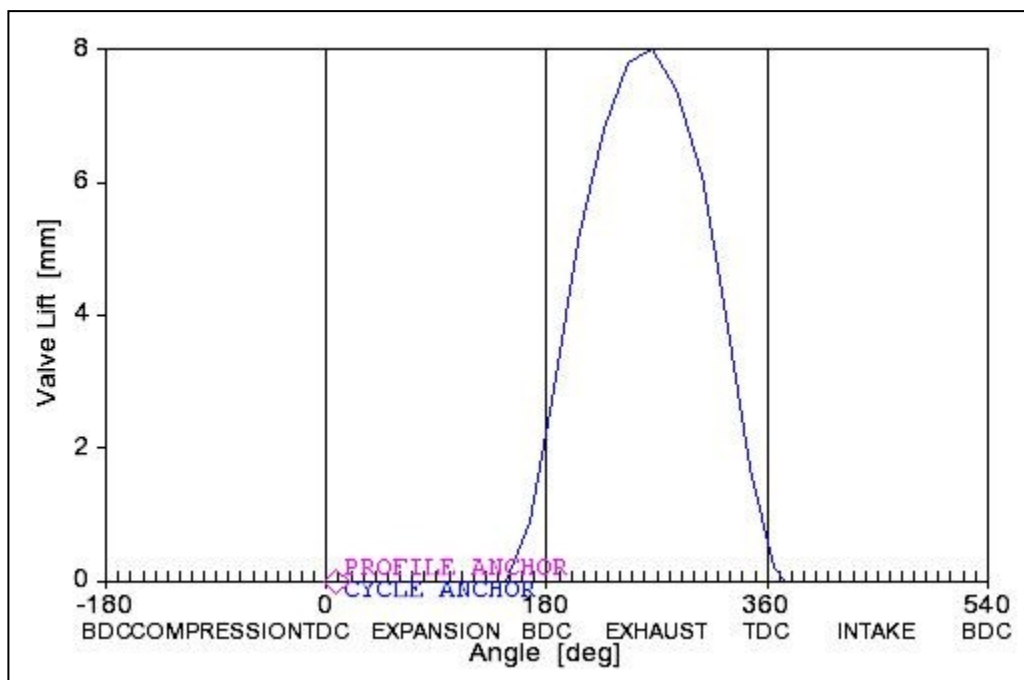
Sací ventil uzavřen 48° po DÚ

Výfukový ventil otevřen 42° před DÚ

Výfukový ventil uzavřen 8° po HÚ



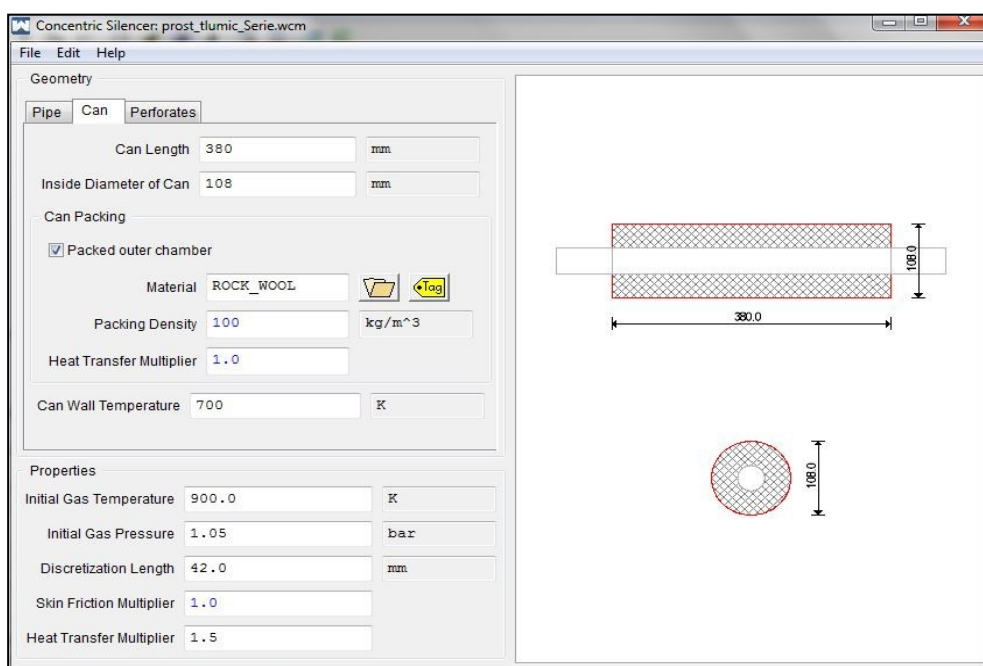
Obr. č. 4.12 Časování a zdvih sacího ventilu [autor]



Obr. č. 4.13 Časování a zdvih výfukového ventilu [autor]

#### 4.2.5 Tvorba a definice tlumiče výfuku

Tlumič výfuku je zastoupen prvkem silence. Nejdříve je nutné nadefinovat jednotlivé geometrické parametry. Poté se prvek uloží do seznamu elementů, odkud ho lze umístit do samotného modelu. Mezi definované parametry patří geometrie vstupního a výstupního průměru, vnitřní geometrie pláště, vnější geometrie pláště, počet a průměr děr atd. Nastavované parametry jsou graficky zobrazeny v pravé části okna, viz. obr. č. 4.14. Mezi další zadávané parametry patří teplota proudících výfukových plynů, teplota stěny obalu, diskretizační délka a také přestup tepla do okolí, zadávaný pomocí multiplikátoru.

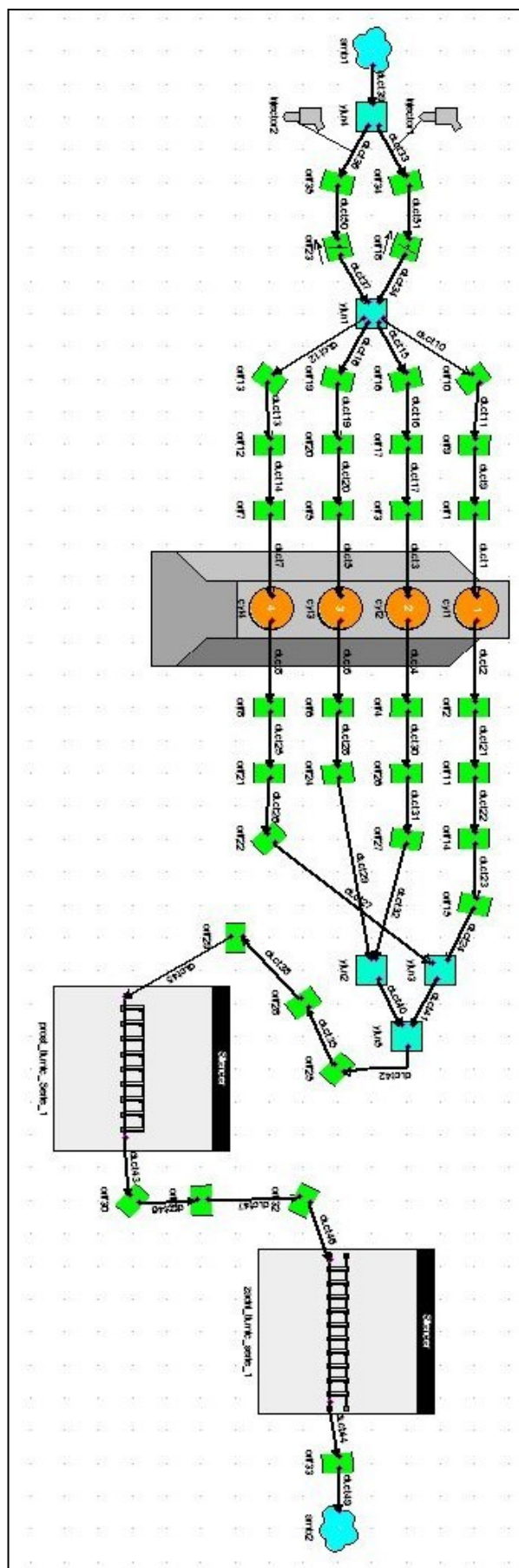


Obr. č. 4.14 Definice parametrů tlumiče výfuku [autor]

Po dokončení definice jednotlivých parametrů a umístění tlumiče do modelu je nutné ho s modelem provázat. Toho docílíme pomocí prvků ducts, které reprezentují jednotlivé potrubí. Jelikož modelovaný motor disponuje dvěma tlumiči hluku, musíme celou proceduru opakovat. Zadní tlumič výfuku, respektive jeho výstup, svážeme s okolím modelu pomocí prvku ambient. Do tohoto prvku pomyslně unikají proudící výfukové plyny.

Po dokončení tlumičů hluku a jejich napojení na model a okolí je sestaven kompletní model. Nyní můžeme spustit simulaci a přejít k vyhodnocení výsledků. Po vyhodnocení výsledků rozhodneme, zda získané hodnoty odpovídají s určitou přesností skutečnému motoru. Pokud ano, můžeme model považovat za validní.





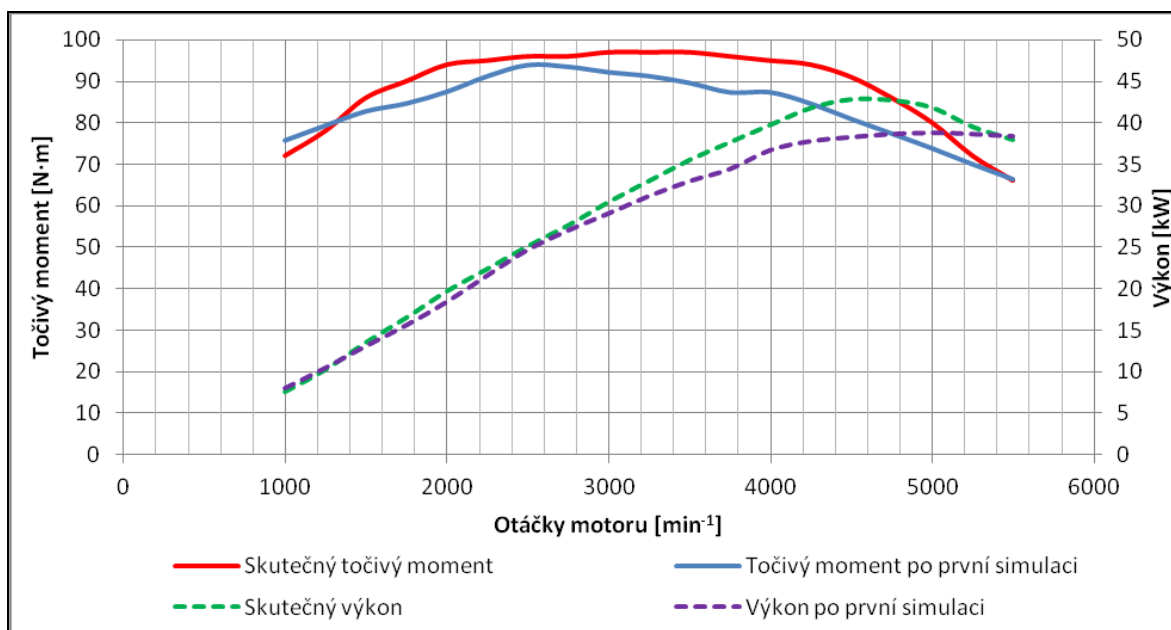
Obr. č. 4.15 Sestavený model motoru Škoda Favorit [autor]



### 4.3 Simulace a její interpretace

Po dokončení modelu motoru lze spustit simulaci. V případě výskytu chyby v modelu je uživatel upozorněn a simulace je zastavena. Pokud je model správně sestaven, simulace proběhne bez přerušení a na jejím konci je uživatel informován.

Jakmile je simulace úspěšně u konce, lze přejít do prostředí post-processoru. Zde jsou výsledky vyobrazeny v grafickém prostředí. V nabídce je velké množství charakteristik, jako tlaky v jednotlivých válcích, případně průběhy teplot v potrubí. Některé charakteristiky, např. p-V diagram, musíme zadat k řešení před spuštěním simulace. Pro nás nejdůležitější jsou výkonové charakteristiky, tedy průběh točivého momentu a výkonu motoru. Ty můžeme následně porovnat se skutečnými průběhy. Data lze zobrazit nejen v programu WavePost, ale můžeme je také exportovat např. do programu Excel. Jelikož jsem nedisponoval kompletním motorem, ale pouze díly, tak jsem pro porovnání výsledků simulace použil průběh točivého momentu získaného při dynamických měření. [11]



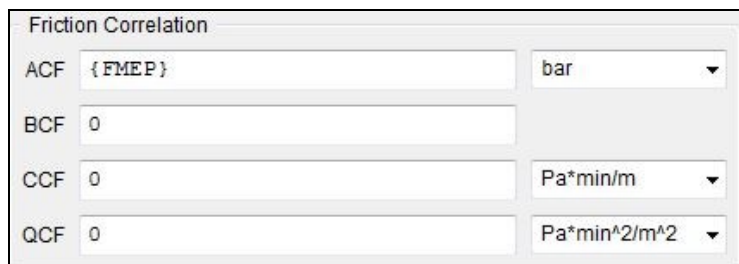
Obr. č. 4.16 Srovnání výsledků simulace a skutečných průběhů [autor]

Jak můžeme vidět z průběhů točivého momentu, především od otáček  $3000 \text{ min}^{-1}$  je model dosti nepřesný, hlavně při otáčkách  $4000 \text{ min}^{-1}$  činí rozdíl téměř  $8 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Naopak při maximálních otáčkách  $5500 \text{ min}^{-1}$  je rozdíl pouze  $0,6 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Průběh výkonu v nižších otáčkách je velmi podobný, kolem otáček  $4750 \text{ min}^{-1}$  dosahuje rozdíl  $4 \text{ kW}$ .

Jak můžeme pozorovat na obr. č. 4.16, v průběhu točivého momentu a výkonu dochází k určitým odchylkám. Ty jsou způsobeny především nastavením parametrů hoření, které v našich podmínkách nejsme schopni určit, nýbrž jsme schopni určit přibližnou hodnotu výpočtem. Dalším faktorem způsobujícím nepřesnosti v modelu je nastavení třecích ztrát. Pro prvotní simulaci jsem použil předdefinované hodnoty z tutorialu Ricardo Wave. Ty jsou ovšem velmi zjednodušené a taky nepřesné. Proto je nutné v další fázi model zpřesnit.

#### 4.4 Kalibrace modelu

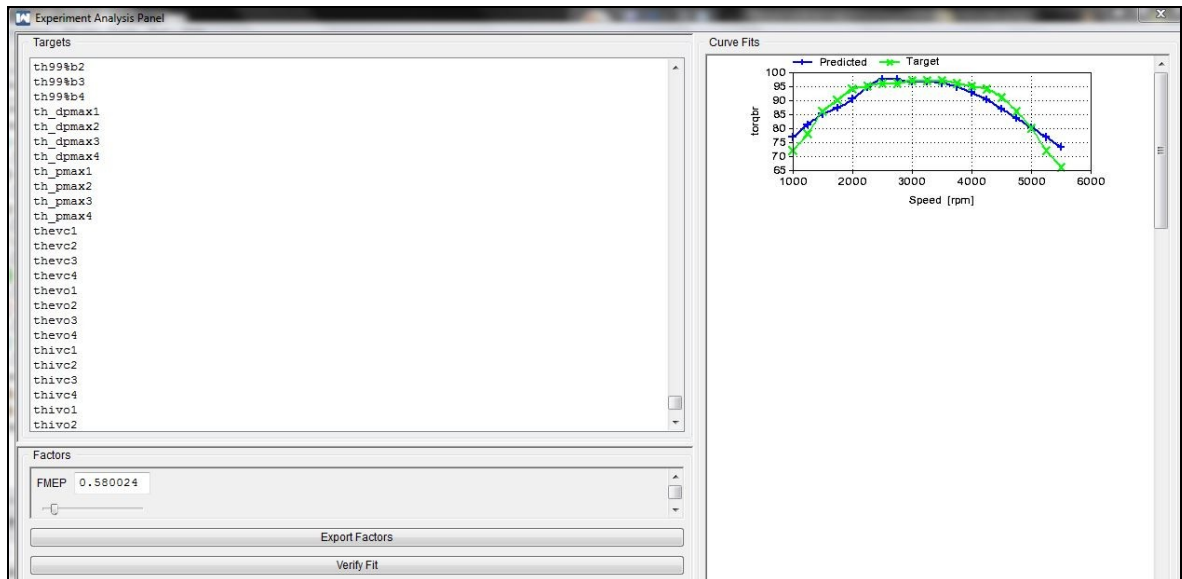
Pro kalibraci modelu jsem využil získaná data o třecích ztrátách z podobného motoru, ovšem novější konstrukce. Tím jsem mohl nastavit hodnotu ACF reprezentující tření. Jelikož hodnota není konstantní, nýbrž se mění s otáčkami, definoval jsem novou hodnotu FMEP (friction mean effective pressure) v tabulce konstant (obr. č. 4.17). Pro získání nejlepších výsledků jsem se rozhodl využít nástroje Ricardo Wave experiment. Zde zadáme požadované hodnoty, které chceme optimalizovat pro co nejlepší výsledky. Ty se v průběhu experimentu mění v zadaném rozsahu otáček v předem stanoveném intervalu.



Friction Correlation	
ACF	{FMEP} bar
BCF	0
CCF	0 Pa*min/m
QCF	0 Pa*min^2/m^2

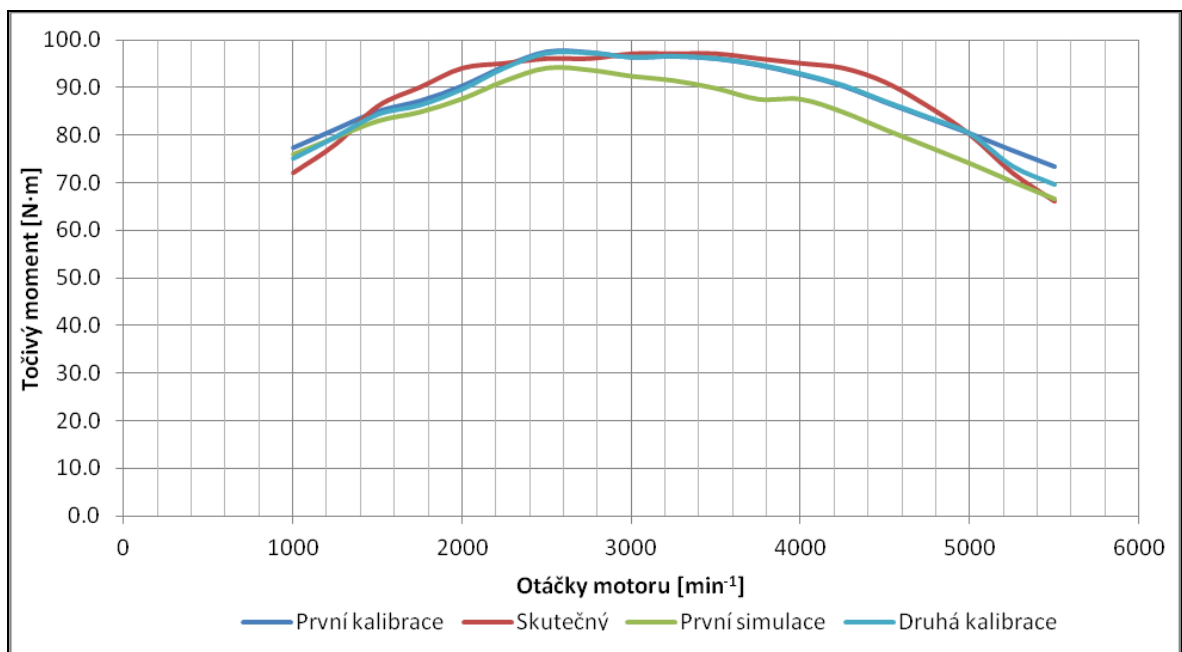
Obr. č. 4.17 Nastavení tření pomocí hodnoty FMEP [autor]

Po nastavení všech nezbytných věcí můžeme spustit experiment. Po úspěšném dokončení vybereme z nabízených charakteristik točivý moment motoru (obr. č. 4.18). V pravé části okna je zobrazen simulovaný průběh točivého momentu. Po kliknutí pravým tlačítkem máme na výběr, zda chceme točivý moment maximalizovat, minimalizovat nebo přiblížit námi vloženému průběhu. Ten lze vložit pomocí možnosti add target data. Poté se nám k simulovanému průběhu přidá průběh skutečného točivého momentu. Následně můžeme hodnotu FMEP měnit v předem definovaném rozmezí a tím najít nejvhodnější hodnotu v každém rozmezí otáček.



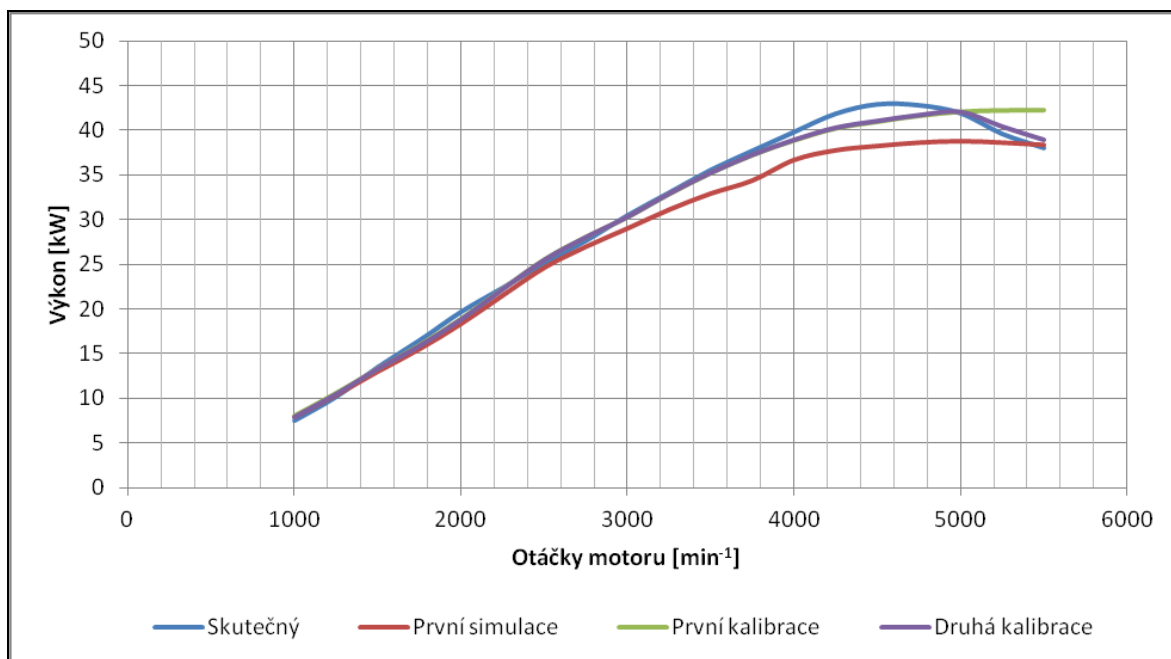
Obr. č. 4.18 Vyhodnocení experimentu [autor]

Po první kalibraci se model výrazně zpřesnil, ovšem v otáčkách nad  $5000 \text{ min}^{-1}$  došlo v průběhu točivého momentu ke vzniku rozdílu  $7 \text{ N}\cdot\text{m}$  (obr. č. 4.19). Proto jsem se rozhodl pro další experiment, tentokrát s parametry hoření. Postupoval jsem analogicky jako v případě tření. Po druhé kalibraci se mi nastavením parametrů hoření podařilo snížit odchylku ve vysokých otáčkách na přijatelnou hodnotu  $4 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Z průběhu točivých momentů je zřejmé, že kalibrací došlo k výraznému zpřesnění modelu.



Obr. č. 4.19 Kalibrace modelu motoru Škoda Favorit – průběh točivého momentu [autor]

Jak lze vidět z průběhů výkonu na obr. č. 4.20, první kalibrací došlo k výraznému zpřesnění modelu téměř v celém rozsahu otáček, vyjma nejvyšších. Tam naopak, stejně jako v případě točivého momentu, došlo k nárůstu rozdílu výkonu. Ovšem úpravou parametrů hoření jsem docílil přijatelného výsledku, kdy rozdíl v celém spektru otáček nepřekročí hodnotu 2 kW.



Obr. č. 4.20 Kalibrace modelu motoru Škoda Favorit – průběh výkonu motoru [autor]

Po úpravách parametrů hoření a tření došlo k výraznému zpřesnění modelu a model tedy lze prohlásit za validní. V další fázi bude provedena citlivostní analýza úprav motoru na jeho charakteristiky. Úpravy budou zaměřeny především na geometrické změny sacího a výfukového potrubí.

Tab. č. 4.3 Srovnání simulačních a skutečných hodnot [autor]

Max. hodnoty – simulace	Max. hodnoty - skutečnost
<b>Točivý moment</b>	
97,4 N·m při 2800 min <sup>-1</sup>	97 N·m při 3000 min <sup>-1</sup>
<b>Výkon motoru</b>	
42,1 kW při 4950 min <sup>-1</sup>	42,9 kW při 4750 min <sup>-1</sup>

## **5 Citlivostní analýza vlivu úprav motoru na jeho charakteristiky**

Úpravy motoru musí odpovídat patřičným předpisům (homologační listy FIA vozidla Škoda Favorit č. N-5373, případně předpisy pro vozy účastníci se mezinárodních podniků historických vozidel, příloha J, K). Z tohoto důvodu je možnost úprav značně omezena. Mezi povolené úpravy patří změna geometrie sacího a výfukového traktu, přičemž sací potrubí a výfukové svody musejí být původní. Proto se v mé práci zabývám pouze úpravami v rámci daných předpisů.

Přesně posoudit vliv změn geometrie sacího a výfukového traktu na průběh točivého momentu a výkonu motoru bez simulačních programů téměř nelze. Proto pro posouzení vlivu změn využiji opět programu Ricardo Wave.

### **5.1 Změna geometrie sacího traktu**

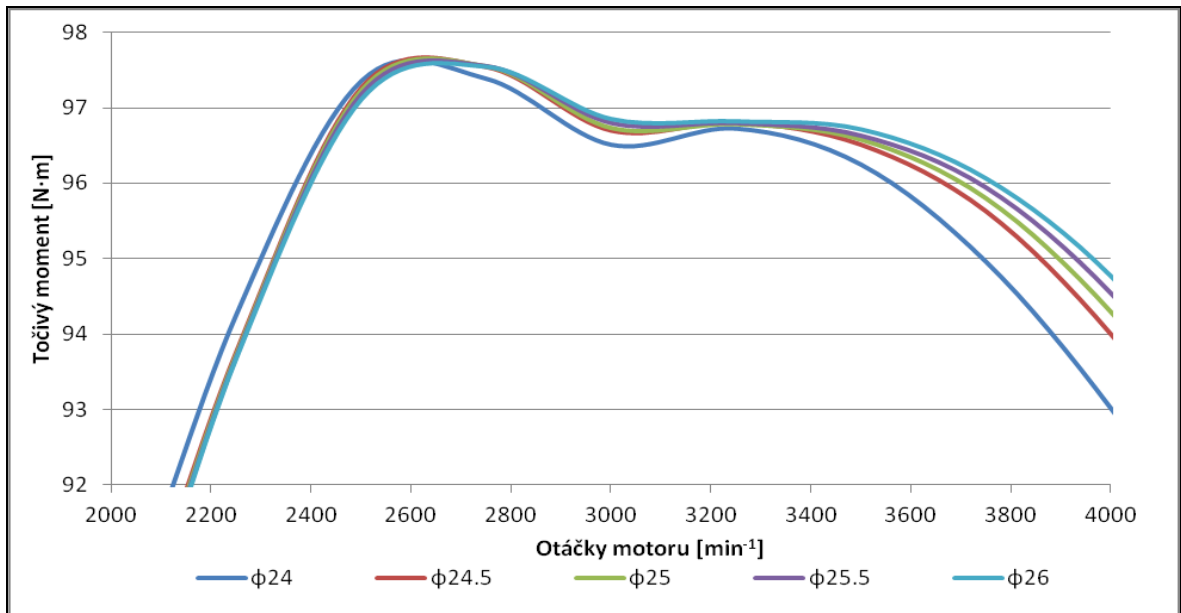
U sacího traktu lze provádět následující úpravy:

- změna průměru sacího potrubí,
- změna průměru sacích kanálů v hlavě válců,
- změna délky sacího potrubí pomocí změny tloušťky podložky pod karburátorem,

přičemž musí být zachováno původní sací potrubí a také karburátor.

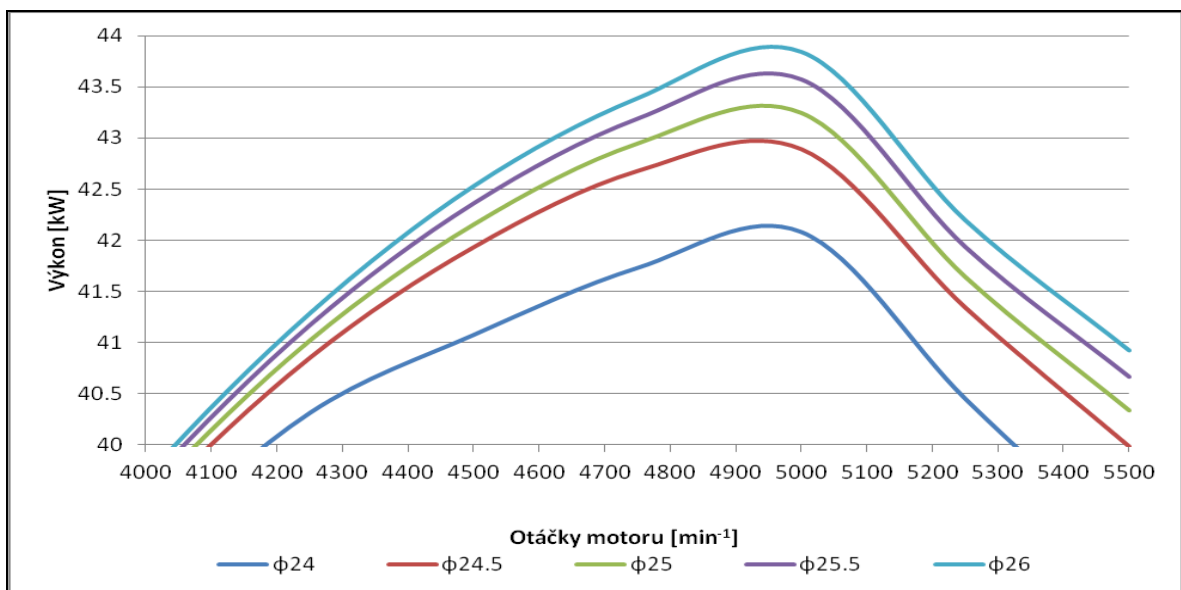
#### **5.1.1 Změna průměru sacího potrubí**

Původní sací potrubí je průměru 24 mm, které lze dle předpisů zvětšit až na průměr 27 mm. Ovšem po prohlídce sacího potrubí jsem usoudil, že při zvětšení průměru až na 27 mm vzniká nebezpečí poškození stěny potrubí, především v části kolem kanálu vodního chlazení. Proto jsem se rozhodl simulační úpravy provádět pouze do průměru 26 mm po přírůstku  $\phi$  0,5 mm. Průběh točivého momentu při jednotlivých změnách je na obr. č. 5.1. Pro lepší čitelnost rozdílů v grafu jsou průběhy zobrazeny od 2000 do 4000 otáček za minutu.



Obr. č. 5.1 Průběh točivého momentu při změně průměru sacího potrubí [autor]

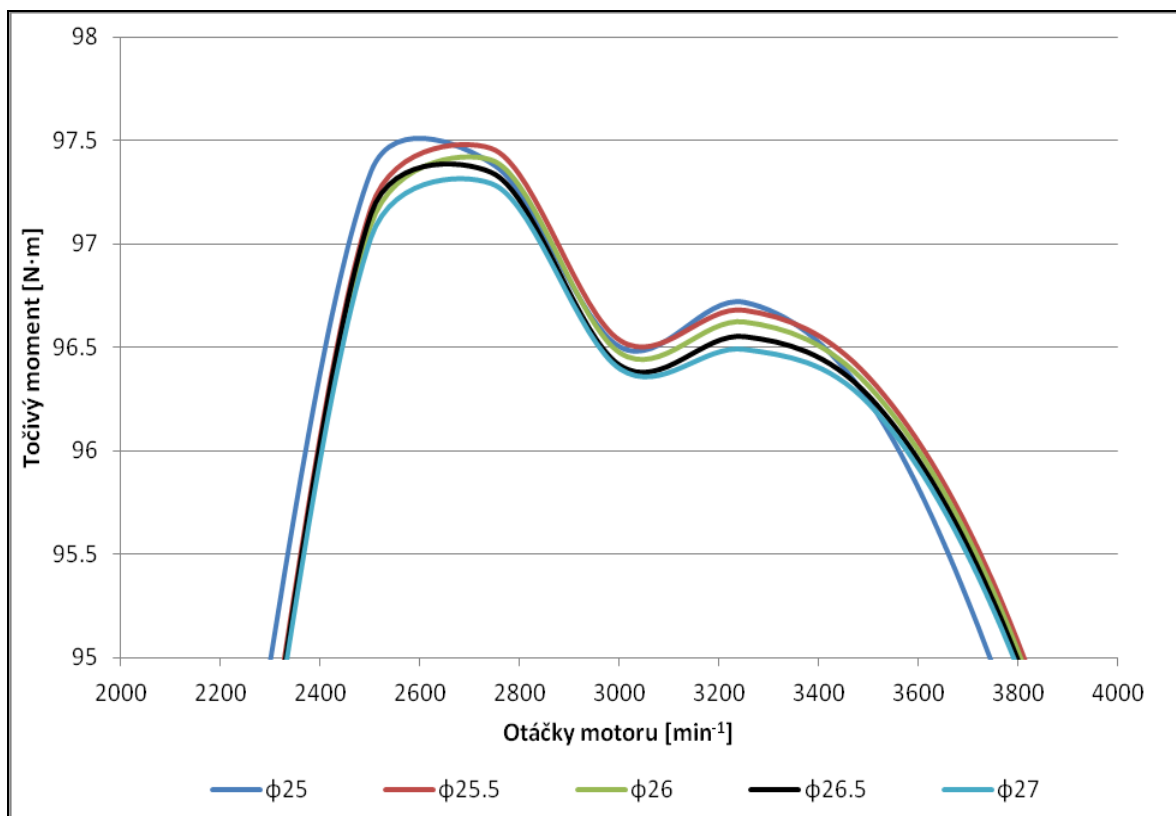
Jak můžeme pozorovat z průběhů točivého momentu, již změna průměru o 0,5 mm se projevila pozitivně. Jelikož sací kanál v hlavě válců má původní průměr 25 mm, dochází tak k lepšímu proudění skrz sací potrubí a tím i lepšímu plnění válce motoru. Například při otáčkách  $4000 \text{ min}^{-1}$  činí rozdíl při zvětšení průměru z 24 na 26 mm téměř 2 N·m. Další výrazné zlepšení točivého momentu při větším průměru sacího potrubí je způsobeno pravděpodobně menším průměrem sacího kanálu. Na obr. č. 5.2 je zobrazen náhled průběhů výkonu motoru při změnách průměru sacího potrubí. Jelikož výkon motoru je počítán z točivého momentu, jsou změny analogické.



Obr. č. 5.2 průběh výkonu motoru při změně průměru sacího potrubí [autor]

### 5.1.2 Změna průměru sacího kanálu v hlavě válců

Průměr původního sacího kanálu činí 25 mm. Dle homologačních listů je nejvyšší dovolený průměr 29 mm. Ovšem toho lze dosáhnout pouze v malé části, protože opět hrozí poškození stěny mezi sacím a vodním kanálem. Proto volím jako maximální možný průměr kanálu 27 mm. Na obr. č. 5.3 jsou zobrazeny průběhy točivého momentu pro různé průměry kanálu 27 mm. Na obr. č. 5.3 jsou zobrazeny průběhy točivého momentu pro různé průměry sacího kanálu. Simulaci jsem prováděl s původním průměrem sacího potrubí.



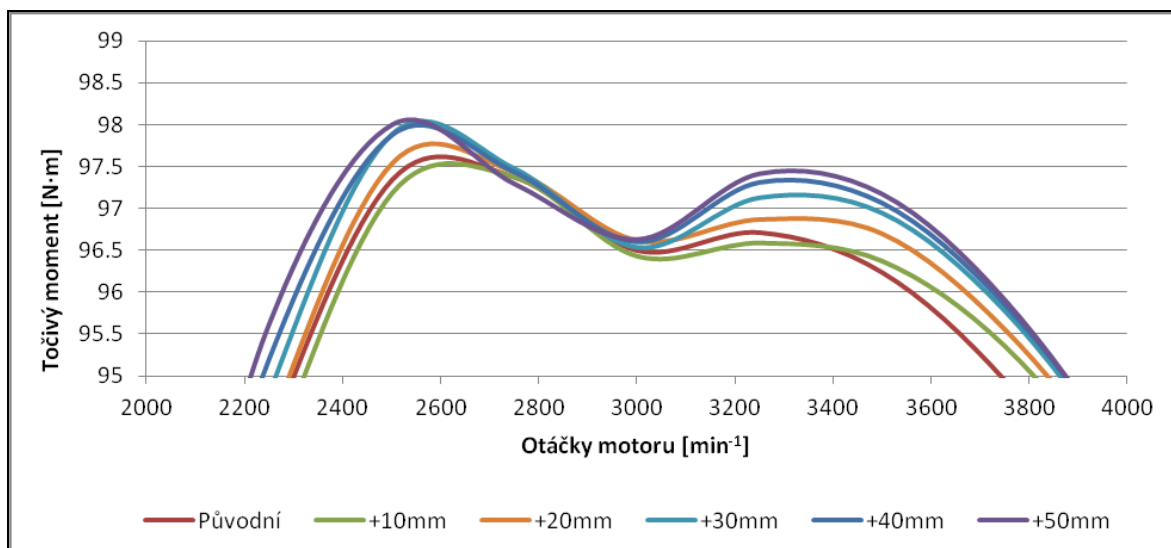
Obr. č. 5.3 Průběh točivého momentu při změně průměru sacího kanálu [autor]

Ze závislostí lze vyčíst, že pouze při změně průměru sacího kanálu se točivý moment zvýší pouze minimálně. Důvodem je malý průměr sacího potrubí, kde tak dochází ke zvýšení odporu proudění. Nejvýraznější změna točivého momentu nastává v rozmezí otáček 2500-2700 min<sup>-1</sup>, i když rozdíl činí pouze 0,25 N·m.

Je zřejmé, že změna pouze průměru sacího kanálu nepřinese téměř žádný rozdíl. Především použitím kanálu o průměru 27 mm dochází naopak ke zhoršení průběhu točivého momentu. Proto bude výhodnější vzájemné sladění průměru sacího kanálu a sacího potrubí.

### 5.1.3 Změna délky sacího potrubí

Ačkoliv dle předpisů musí být sací potrubí původní, změna délky je možná pomocí různé tloušťky podložky mezi sacím potrubím a karburátorem. Na obr. č. 5.4 jsou zobrazeny průběhy točivých momentů při různé délce sacího potrubí. Jako nejvyšší možný přírůstek jsem určil hodnotu 50 mm. Simulace jsem opět prováděl při původních rozměrech sacího potrubí a sacích kanálů.



Obr. č. 5.4 Průběh točivého momentu při změně délky sacího potrubí [autor]

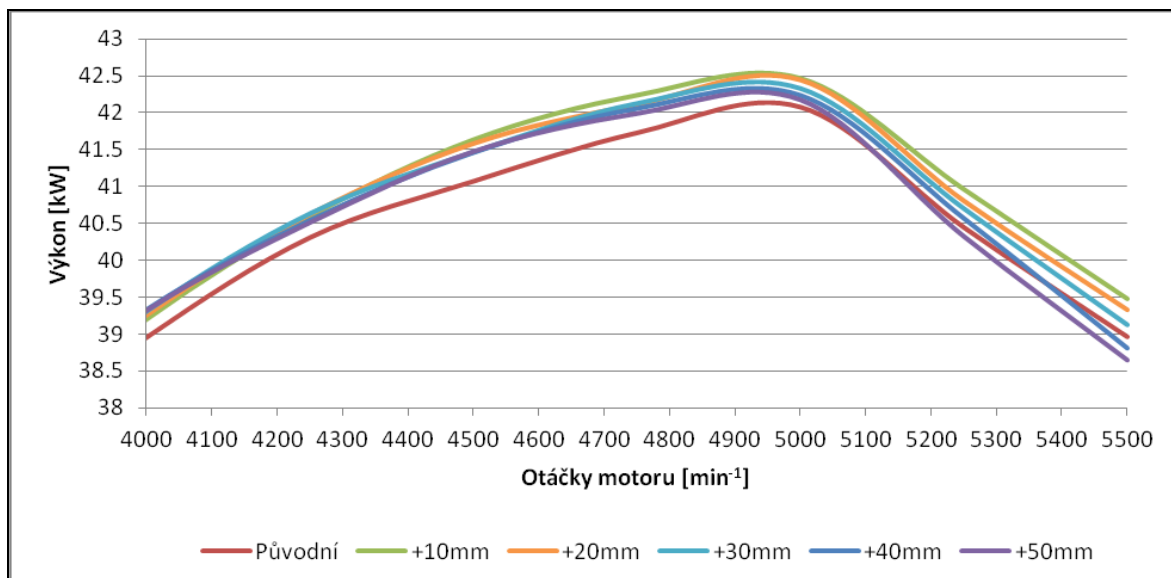
Při nižších otáčkách můžeme pozorovat, že změnou délky sacího potrubí o 10 mm došlo k mírnému zhoršení průběhu točivého momentu. Naopak ve vyšších došlo k mírnému nárůstu točivého momentu. K nejvýraznější změně točivého momentu došlo při změně délky o 50 mm, a to v rozmezí 2500 a 3400 otáček za minutu. Především kolem otáček 3400 min<sup>-1</sup> došlo k nárůstu o téměř 2 N·m.



Obr. č. 5.5 Sací potrubí [autor]



Na obr. č. 5.6 jsou zobrazeny změny průběhu výkonu motoru. Prodloužením délky sacího potrubí o 10 mm došlo také k mírnému nárůstu výkonu ve vyšších otáčkách. Naopak další zvyšování délky potrubí výkon mírně snižuje, ale i tak jsou průběhy nepatrně vyšší, než s původní délkou sání.



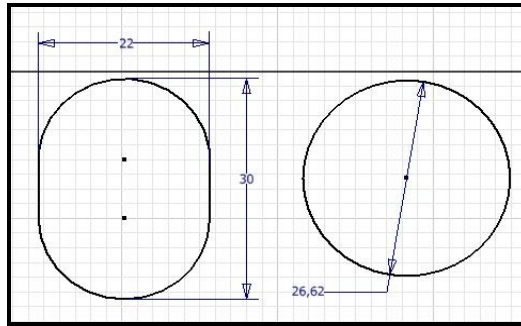
Obr. č. 5.6 Průběh výkonu motoru při změně délky sacího potrubí [autor]

## 5.2 Změna geometrie výfukového traktu

Obdobně jako u sacího tak i u výfukového traktu je nutné při změnách geometrie brát ohled na platné předpisy. První a druhý díl výfukových svodů musí být zachován a je povolena pouze změna průměru. Potrubí tlumičů výfuku musí odpovídat tvarem a umístěním původním, průměr lze měnit.

### 5.2.1 Změna geometrie výfukového kanálu a potrubí prvního dílu svodů

Na obr. č. 5.7 vlevo je zobrazen tvar průřezu výfukového kanálu a prvního dílu výfukových svodů. Jelikož v programu Ricardo Wave lze definovat pouze kruhový a obdélníkový průřez, musel jsem provést přepočítání původního průřezu na kruhový. To jsem provedl v programu Inventor, kde jsem si nakreslil průřez původního kanálu, pomocí vestavené funkce odměřil plochu a následně dopočetl průměr kruhového kanálu o stejné ploše. Tím jsem dosáhl ekvivalentního průřezu.

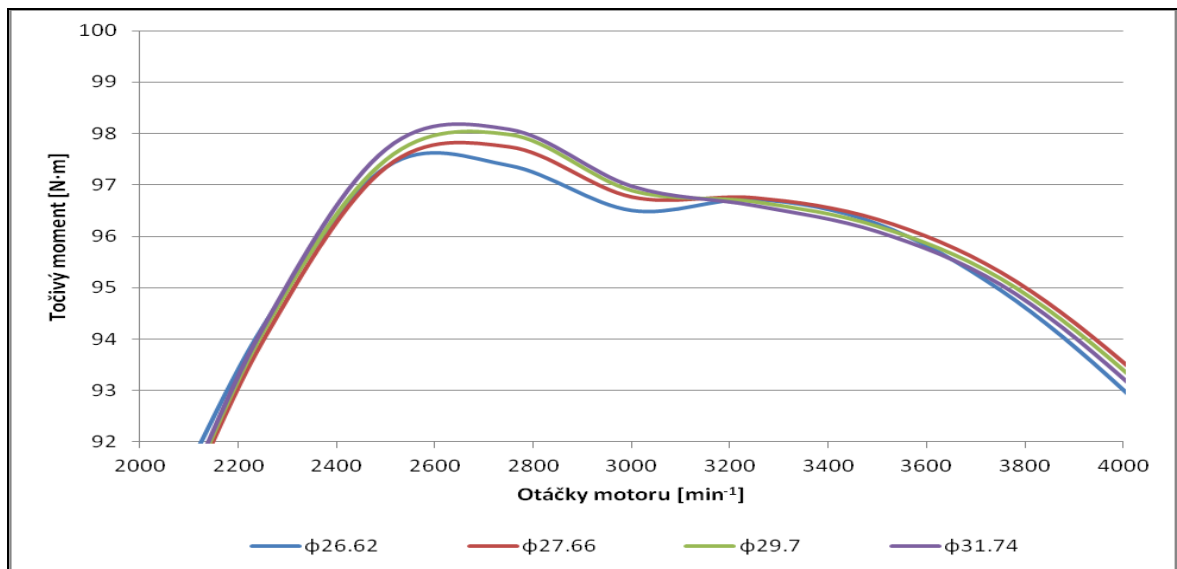


Obr. č. 5.7 Původní a ekvivalentní tvar výfukového kanálu [autor]

Tab. č. 5.1 Rozměry výfukového kanálu [autor]

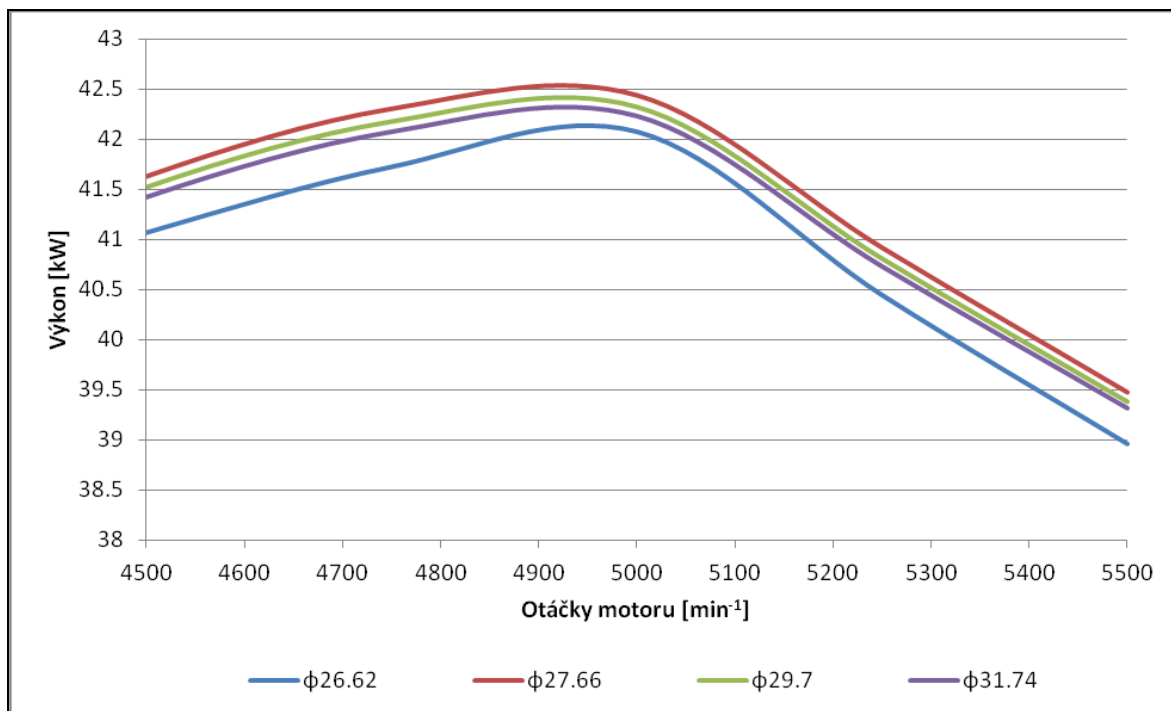
Původní rozměry kanálu (výška-šířka) [mm]	Přepočtené rozměry kanálu (průměr) [mm]
30-22	26,62
32-22	27,66
34-24	29,7
36-26	31,74

Na obr. č. 5.8 je zobrazen průběh točivého momentu při změně geometrie výfukového kanálu a prvního dílu výfukových svodů. V rozmezí otáček 2400 až 3200  $\text{min}^{-1}$  je patrný nárůst točivého momentu, ke kterému dochází již při první změně. To je způsobeno lepším prouděním výfukových plynů. Při největším průřezu činí nárůst točivého momentu cca 0,6 N·m.



Obr. č. 5.8 Průběh točivého momentu při změně geometrie výfukového kanálu a prvního dílu výfukových svodů [autor]

Na obr. č. 5.9 je zobrazen průběh výkonu motoru při změně geometrie výfukového kanálu a prvního dílu svodů. Jak je patrné, ve vyšších otáčkách dochází k nárůstu přibližně 0,5 kW. Podotýkám, že simulace opět probíhaly při původních rozměrech zbylých částí výfukového traktu a také sání.



Obr. č. 5.9 Průběh výkonu motoru při změně geometrie výfukového kanálu a prvního dílu výfukových svodů [autor]

Úpravy geometrie výfukového kanálu jsem prováděl opět s přihlédnutím na riziko poškození stěny od vodního kanálu. Ačkoliv dle homologace jsou povolené maximální rozměry 38 mm a 27 mm (výška a šířka), pro simulaci jsem volil jako maximální rozměry 36 mm a 26 mm (výška a šířka). První díl výfukových svodů (obr. č. 5.10) spojuje do jedné větve vedení prvního a čtvrtého válce, do druhé větve vedení druhého a třetího válce.



Obr. č. 5.10 První díl výfukových svodů [autor]

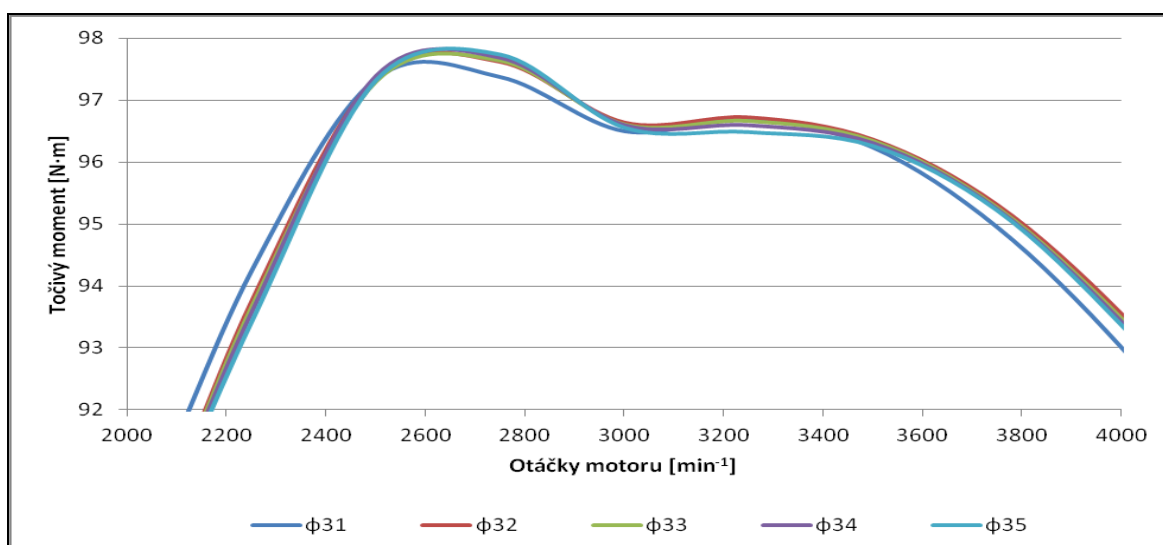
### 5.2.2 Změna průměru potrubí druhého dílu výfukových svodů

Druhý díl výfukového potrubí (obr. č. 5.11) navazuje bezprostředně na první a zajišťuje spojení zbylých dvou větví. Průměr potrubí od prvního dílu svodů má průměr 31 mm a dle povolených úprav lze tento průměr zvětšit až na hodnotu 35 mm. Z důvodu dostatku materiálu pro úpravy jsem pro simulaci využil nejvyšší možný průměr potrubí. Při simulacích zůstaly opět všechny ostatní geometrické parametry na původních hodnotách.



Obr. č. 5.11 Druhý díl výfukových svodů [autor]

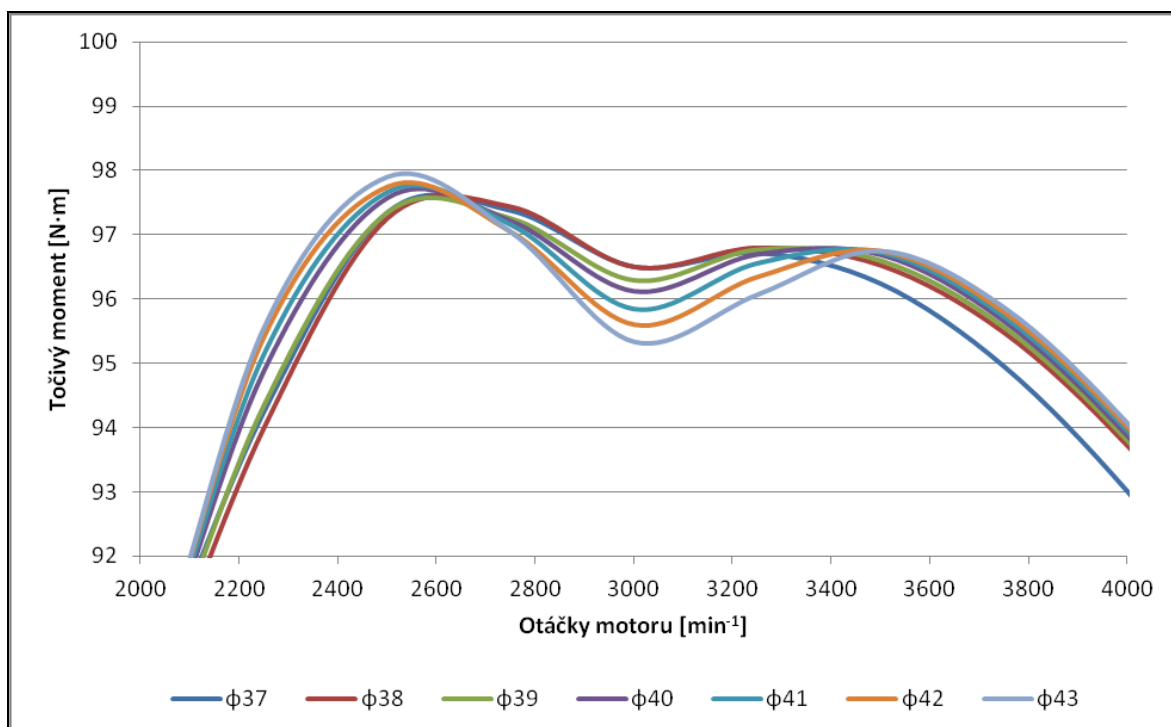
Na obr. č. 5.12 je zobrazen průběh točivého momentu pro různé průměry potrubí druhého dílu výfukových svodů. Jak je patrné, jediná výraznější změna nastává mezi původním průměrem 31 mm a upraveným průměrem 32 mm. Další zvětšování průměru se téměř neprojevuje. Ovšem při vzájemném sladění výfukových kanálů a prvního dílu svodů se dá očekávat zlepšení průběhu točivého momentu. Taktéž změna průměru potrubí mezi tlumiči výfuku a v samotných tlumičích by se mohla pozitivně projevit.



Obr. č. 5.12 Průběh točivého momentu při změně průměru druhého dílu výfukových svodů [autor]

### 5.2.3 Změna průměru hlavního výfukového potrubí

U hlavního výfukového potrubí o průměru 37 mm jsem prováděl simulace při změně průměru na hodnotu až 43 mm. Taktéž jsem měnil jednotlivé parametry potrubí uvnitř tlumičů výfuku. Změny těchto parametrů lze vidět v průběhu točivého momentu na obr. č. 5.13. Kolem otáček  $3000 \text{ min}^{-1}$  je patrný největší rozdíl. Jak můžeme vidět, změna průměru na 38 mm téměř točivý moment neovlivní. Ovšem další zvětšení průměru má za následek snížení točivého momentu, pravděpodobně vlivem náhlého zvětšení průměru potrubí. Tím dochází ke snížení rychlosti proudících výfukových plynů. Naopak od otáček  $3400 \text{ min}^{-1}$  se vlivem vyšších otáček zvyšuje i rychlost proudících výfukových plynů a tím dochází ke zlepšení průběhu točivého momentu, především ve srovnání potrubí o průměru 37 mm a 38 mm. Další zvyšování průměru se projevuje minimálně.

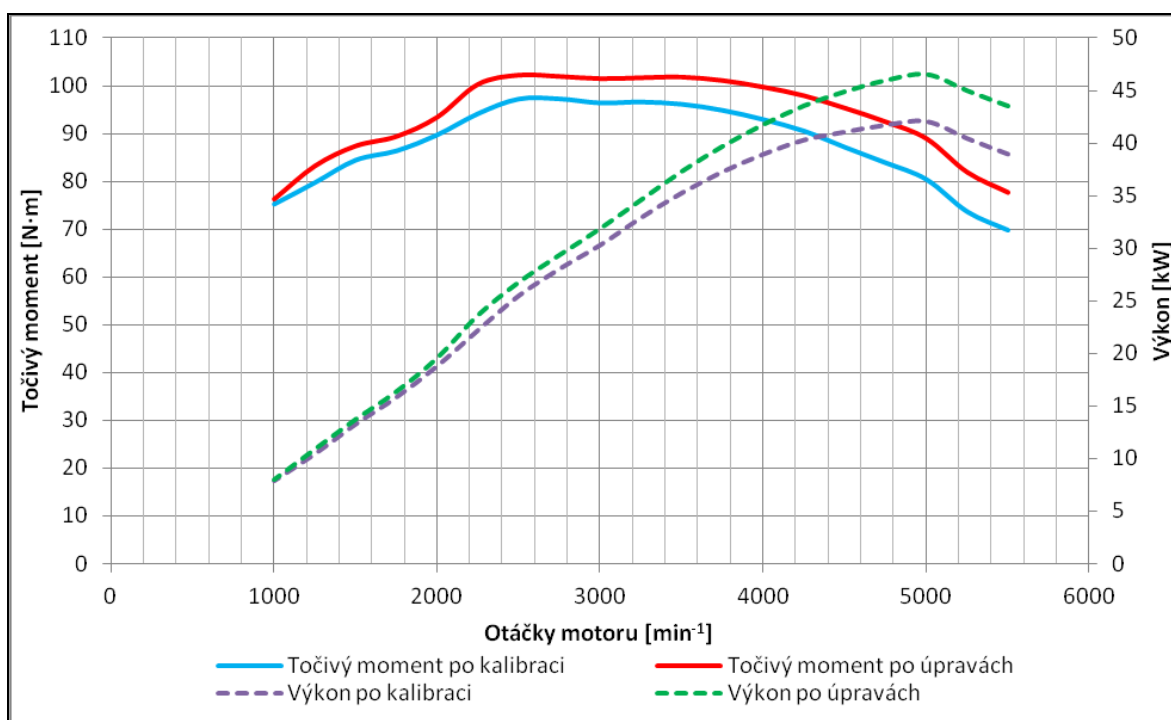


Obr. č. 5.13 průběh točivého momentu při změně průměru hlavního výfukového potrubí  
[autor]

## 6 Vyhodnocení výsledků a doporučení

Z výše uvedených grafů je patrné, že provedení pouze některých změn točivý moment a výkon motoru téměř neovlivní, případně pouze nepatrně. Pokud se ovšem rozhodneme provést více úprav a sladit je vzájemně dohromady, dá se předpokládat lepší výsledek. Pro ověření předpokladu jsem využil opět vestaveného modulu v programu Ricardo Wave, experimentu.

Do experimentu jsem proto zadal všechny výše provedené změny, nastavil patřičné rozmezí, ve kterém se mohou jednotlivé hodnoty měnit, a experiment spustil. Cílem experimentu je nalézt nejvhodnější možné řešení s pomocí výše uvedených kombinací jednotlivých úprav. Po výpočtu jsem se zaměřil na maximalizaci točivého momentu.



Obr. č. 6.1 Srovnání výsledků po kalibraci modelu a po úpravách [autor]

Jak lze pozorovat na obr. č. 6.1, průběh točivého momentu se zlepšil v celém spektru otáček motoru. Především od otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  došlo ke znatelnému nárůstu a to až do maximálních otáček  $5500 \text{ min}^{-1}$ . Hodnota maximálního točivého momentu činí po úpravách  $102,3 \text{ N}\cdot\text{m}$  při  $2650 \text{ min}^{-1}$ .

Úpravy sacího a výfukového traktu se taktéž pozitivně projevily v průběhu výkonu motoru. K mírnému nárůstu výkonu dochází již od otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  a hodnota se postupně navyšuje až do maximálních otáček. Maximální hodnota výkonu motoru činí  $46,6 \text{ kW}$  při  $5000 \text{ min}^{-1}$ .

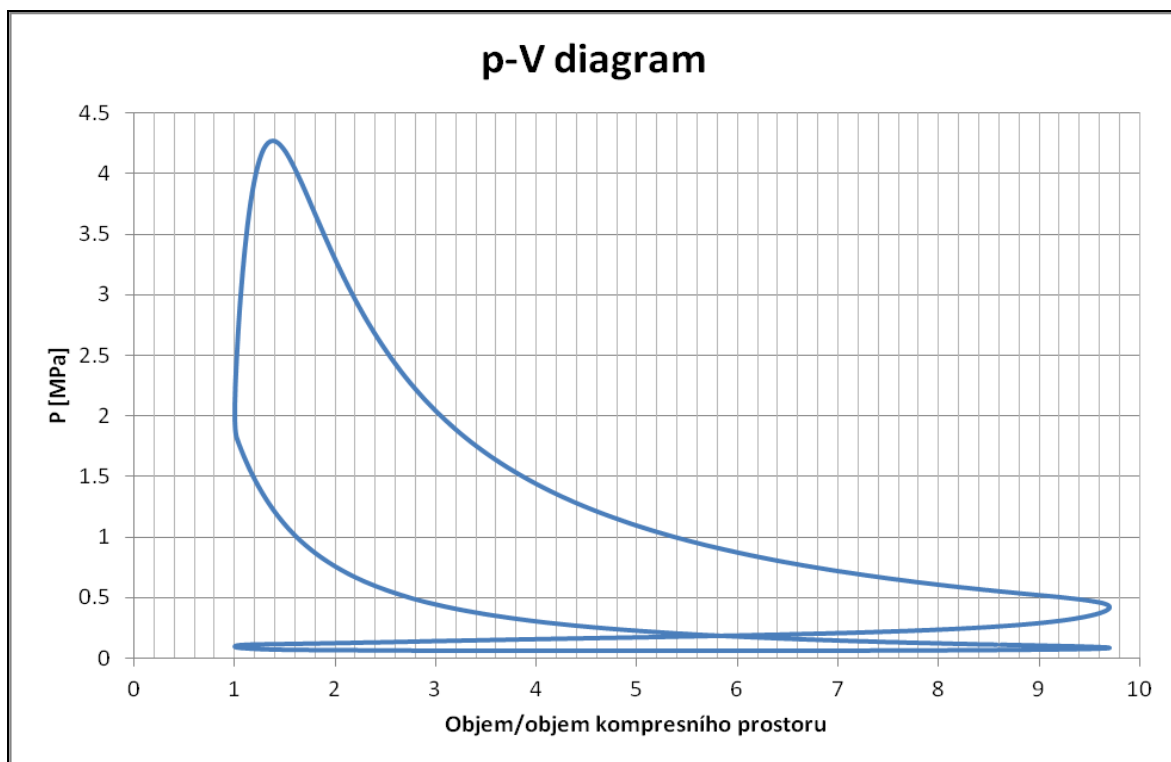
Tab. č. 6.1 Srovnání hodnot po kalibraci a hodnot po úpravách [autor]

Max. hodnoty – po kalibraci	Max. hodnoty – po úpravách
<b>Točivý moment</b>	
97,4 N·m při $2800 \text{ min}^{-1}$	102,3 N·m při $2650 \text{ min}^{-1}$
<b>Výkon motoru</b>	
42,1 kW při $4950 \text{ min}^{-1}$	46,6 kW při $4950 \text{ min}^{-1}$

Tab. č. 6.2 Přehled původních a upravených parametrů sacího a výfukového traktu [autor]

<b>Srovnání geometrických parametrů sacího a výfukového traktu před a po úpravách</b>		
Upravované parametry	Původní	Upravené
Průměr sacího potrubí [mm]	24	26
Délka sacího potrubí [mm] (rozdíl oproti původnímu)	-	+ 35
Průměr sacího kanálu [mm]	25	26
Rozměr výfukového kanálu (výška-šířka) [mm]	30-22	34-24
Rozměr potrubí prvního dílu svodů (výška-šířka) [mm]	30-22	34-24
Průměr potrubí druhého dílu svodů [mm]	31	35
Průměr hlavního výfukového potrubí [mm]	37	42

Po sestavení modelu motoru, provedení prvotní simulace a následných kalibrací jsem navrhl nové geometrické parametry sacího a výfukového traktu, které jsou uvedeny v tab. č. 6.2. Z průběhu točivého momentu a výkonu motoru na obr. č. 6.1 je patrné, že mnou navržené úpravy dle výsledků simulací přispějí k zlepšení průběhů obou parametrů. Vzhledem k nutnosti dodržení platných pravidel jsou úpravy motoru omezeny především na sací a výfukový trakt. Veškeré úpravy jsem prováděl právě s ohledem na platné předpisy.



Obr. č. 6.2 p-V diagram upraveného motoru Škoda Favorit 781.136 [autor]

Mezi další povolené úpravy, které jsem v diplomové práci neřešil, patří zvýšení kompresního poměru z původní hodnoty 9,7 na hodnotu 10,4 pro vozy skupiny N, případně 11,5 pro vozy skupiny A. Ovšem především poslední jmenovaná hodnota má za následek další nutné zásahy, především úpravu samotného bloku motoru, vložek válců, hlavy válců a také těsnění mezi blokem a hlavou válců. Pro další zvyšování výkonu bych také doporučil výměnu sériové klikové hřídele, pístů a ojnic za díly lehčí a především s vyšší pevností. Další cestou v úpravách motoru je u skupiny A výměna vačkové hřídele, respektive použití vačkové hřídele s jiným časováním. Poslední, neméně důležitou možností, kterou jsem nemohl v programu Ricardo Wave řešit, je úprava karburátoru. Ačkoliv musí být zachován původní typ karburátoru s původními průměry difuzorů, je možné upravovat jednotlivé trysky paliva a také vzdušníky. Úprava těchto dílů by se měla také pozitivně projevit v průběhu točivého momentu a výkonu motoru.

Jak je zřejmé, výčet všech zmíněných úprav s sebou přinese nezanedbatelné finanční náklady, především v případě výrazné změny kompresního poměru. Ovšem úpravu kompresního poměru na vyšší hodnotu než 10,4 bez patřičných úprav nedoporučuji.



## 7 Závěr

V první části diplomové práce je stručně popsána historie spalovacích motorů a také důvody rozšíření simulačních softwarů při vývoji nových spalovacích motorů. Dále je uveden současný trend ve vývoji spalovacího motorů a také důvod řešení diplomové práce.

Druhá část se zabývá teorií pístového spalovacího motoru, která je nutná pro pochopení samotného principu a funkce spalovacího motoru. Také je zde podrobněji popsána problematika přeměny energie ve spalovacím motoru a s ní související účinnosti. Ke konci druhé části je stručně zmíněna problematika těch konstrukčních částí, kterých se samotná práce týká. V úplném závěru druhé části je uveden popis modelovaného motoru Škoda Favorit.

Třetí část diplomové práce se zabývá matematickým modelováním pístových spalovacích motorů. V kapitole jsou uvedeny a matematicky popsány nejdůležitější zákony, kterých při výpočtech využívá simulační program Ricardo Wave.

Ve čtvrté kapitole je uvedena samotná metodika tvorby a kalibrace simulačního modelu motoru. Na úvod je stručně popsáno pracovní prostředí programu Ricardo Wave, nastavení základních parametrů a také termodynamický model hoření dle Wiebeho. Druhá část kapitoly se věnuje popisu tvorby konkrétního modelu motoru. Je zde popsána tvorba a nastavení modelu od tvorby hlavy válce, přes definování sacího a výfukového traktu až po nastavení hlavních parametrů motoru včetně modelu hoření. Třetí část se zabývá prvotní simulací a interpretací prvotních výsledků včetně srovnání se skutečnými parametry. Čtvrtá část kapitoly se věnuje kalibraci modelu. Cílem kalibrace bylo odstranit nepřesnosti vzniklé při nastavování samotného modelu a také výpočtu. Prvotní kalibrace spočívala v úpravě ztrát spalovacího motoru, která je v programu Ricardo Wave zastoupena Chen – Flynnovou kolerací. První kalibrace výsledky značně zpřesnila, ale pro ještě lepší výsledky byla provedena druhá kalibrace spočívající v upřesnění parametrů hoření dle Wiebeho. Tím bylo dosaženo značného zpřesnění modelu a model tedy mohl být prohlášen za validní.

Pátá kapitola se věnuje jednotlivým navrženým geometrickým úpravám sacího a výfukového traktu. Jednotlivé úpravy jsou zde podrobně popsány a jsou zde také zobrazeny výsledky jednotlivých simulací v závislosti na jednotlivých úpravách.

V poslední kapitole je uvedeno vyhodnocení výsledků, především výsledků po vzájemném sladění jednotlivých dílů. Ačkoliv samostatné úpravy se v průběhu točivého momentu a výkonu motoru téměř neprojevovaly, případně minimálně, po vzájemném sladění bylo dosaženo velmi příznivého výsledku. Je zde také uveden výčet mnou doporučených úprav, které vyplynuly ze simulace a také několik jiných úprav, které nebylo možné do samotných simulací zahrnout.

Závěrem lze uvést, že použití simulačních softwarů se stává nedílnou součástí nejen při vývoji, ale i úpravách stávajících spalovacích motorů. Především nám simulační softwary umožňují ověření různých teorií a domněnek, které by jinak bylo nutné zjišťovat časově a také finančně náročnou experimentální cestou a v některých případech i cestou pokusu a omylu. Při simulacích starších motorů je na místě také experimentální měření parametrů buď na válcové zkušebně, nebo motorové brzdě. Tím zajistíme vyšší přesnost samotného modelu, jelikož údaje udávané výrobcem nemusejí být úplně přesné a do simulací se také může promítnout užití dnes již nepoužívaných materiálů, které mohou ovlivnit výsledky simulace. Stejně tomu bylo učiněno v této diplomové práci.

## 8 Použitá literatura

- [1] ANDRT, Jaroslav a Tomáš MALINA. *Údržba a opravy automobilů Škoda FAVORIT, FORMAN, PICK UP*. Praha: nakladatelství T. Malina, 1993, 2. doplněné vydání, 486 s. ISBN 80-900759-4-0.
- [2] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory* [online]. Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní, katedra průmyslové dopravy. [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/29560735/Vozidlove-motory-Prof-Ing-Stanislav-Beroun-CSc>
- [3] CORDON, Dan, Charles DEAN, Judith STECIAK a Steven BEYERLEIN. *One-Dimensional engine modeling and validation: Using Ricardo Wave* [online]. USA: University of Idaho. [cit. 2014-04-24] Dostupné z: [http://www.webpages.uidaho.edu/niatt/research/Final\\_Reports/KLK434b%20N07-09.pdf](http://www.webpages.uidaho.edu/niatt/research/Final_Reports/KLK434b%20N07-09.pdf)
- [4] HEYWOOD, John.B. *Internal combustion engine fundamentals*. USA: McGraw-Hill, ©1988, 930 s. ISBN 0-07-028637-X.
- [5] HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony* [online]. VUT Brno [cit.2014-03-6]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>
- [6] JOZÍF, Milan a Otakar GREGORA. *Škoda Favorit 136 L vyjíždí*. Praha: SNTL, 1988, 1. vydání, 160 s.
- [7] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Praha: SNTL, 1983, 1. vydání, 488 s.
- [8] KUČERA, Radek. *Numerické metody* [online]. VŠB-TUO, 154s. ISBN 80-248-1198-7. Dostupné z: [http://homel.vsb.cz/~kuc14/textyNM/FINALNI\\_VERZE\\_CD.pdf](http://homel.vsb.cz/~kuc14/textyNM/FINALNI_VERZE_CD.pdf)
- [9] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2012, 2. vydání, 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [10] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha: SNTL, 1980, 1. vydání, 194 s.

- [11] PEXA, Martin. *Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel: disertační práce*. [online]. Česká zemědělská univerzita v Praze, 2005. 125s. [cit. 2014-04-26]. Dostupné z: [http://tf.czu.cz/~pexa/Publikace/Disertacni\\_prace.pdf](http://tf.czu.cz/~pexa/Publikace/Disertacni_prace.pdf)
- [12] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. Brno: nakladatelství VUT, 1991, první vydání, 129 s. ISBN 80-214-0368-3.
- [13] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory* [online]. VUT Brno [cit.2014-03-6]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/Spalovaci.motory.2005.pdf>
- [14] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory* [online]. VUT Brno [cit.2014-03-6]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/Vozidlove.motory.pdf>
- [15] Wave Build 8.0.1: Help
- [16] Podkladové materiály vedoucího diplomové práce

## 9 Seznam příloh

Příloha A – fotografie z měření geometrických parametrů sacího a výfukového traktu

Příloha B – fotografie z odlévání sacích a výfukových kanálů